

Adriano Francisco Ronzoni

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA  
DE CALOR E MASSA EM BANDEJAS DE ÁGUA DE DEGELO**

Florianópolis  
2014



Adriano Francisco Ronzoni

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA  
DE CALOR E MASSA EM BANDEJAS DE ÁGUA DE DEGELO**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do Grau  
de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

Florianópolis  
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor através do Programa de  
Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Ronzoni, Adriano Francisco

Análise teórico-experimental da transferência de calor e  
massa em bandejas de água de degelo / Adriano Francisco  
Ronzoni ; orientador, Cláudio Melo - Florianópolis, SC,  
2014.

211 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração. 3. Transferência  
de calor e massa. 4. Evaporação da água de degelo. I. Melo,  
Cláudio. II. Universidade Federal de Santa Catarina.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Adriano Francisco Ronzoni

## **ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA EM BANDEJAS DE ÁGUA DE DEGELO**

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Florianópolis, 19 de Dezembro de 2014

---

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Orientador

---

Armando Albertazi Gonçalves Jr., Dr. Eng. – Coordenador do Curso

### **Banca Examinadora:**

---

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. – Presidente  
(UFSC)

---

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D.  
(UFSC)

---

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.  
(UFSC)

---

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr. Eng.  
(IFSC-SJ)



Aos meus pais, Valdir e Maria Tereza,  
e aos meus irmãos, Marcelo e Ana  
Paula, pelo incentivo e compreensão  
durante toda a jornada.

À Bruna, pelo carinho e paciência ao  
longo dos últimos anos.





## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Cláudio Melo, pela orientação e postura durante a realização deste trabalho. Ainda, agradeço pela confiança depositada em mim e pelas oportunidades que me foram concedidas ao longo dos últimos anos.

Aos membros da banca, pela disponibilidade para avaliar este trabalho.

À Empresa Brasileira de Compressores pelo suporte técnico e financeiro e à CAPES por ter fomentado meus estudos durante o período.

Aos docentes do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina pela excelência no ensino.

Aos Engenheiros Luís Antônio Torquato Vieira e Fernando Testoni Knabben pela experiência transmitida e suporte durante as atividades.

À equipe técnica do POLO, em especial à Rodrigo Freitas, Milton Seifert, Willian Maciel, Deivid Oliveira, Jorge Lubas, Rafael Goes e Fabiano Vambommel.

À Yuri Modolon e Guilherme Zanotelli pela dedicação durante a realização deste trabalho. *Thanks are also addressed to Miss Carolin Ries for her valuable support during the experimental activities developed within her project at POLO.*

Aos amigos, Willian Martins Ferreira, Felipe Antônio José, Filipe Dutra, Ernane Silva, Thiago Dutra, Claudio José dos Santos, Susan Thiessen, Paula do Vale Pereira, Mariana Tiemi Tamura, Alexsandro dos Santos Silveira, Guilherme de Aguiar Senger, Edilson Frutuoso Jr., Luciano Vambommel e Gustavo Portella Montagner pelas valiosas discussões e pelo incentivo.

Finalizo agradecendo aos meus pais, Valdir e Maria Tereza, aos meus irmãos, Marcelo e Ana Paula e à Bruna Balvedi pelo carinho, paciência e apoio incondicional.



“As invenções são, sobretudo, o resultado de um trabalho teimoso.”

Alberto Santos-Dumont



## RESUMO

Na maioria dos refrigeradores domésticos o ar quente e úmido proveniente do gabinete é misturado com o ar frio e seco proveniente do freezer e depois resfriado e desumidificado no evaporador. À medida que o ar é desumidificado, uma camada de geada se deposita sobre a superfície fria do trocador de calor. Essa camada precisa ser removida para evitar a queda do desempenho do sistema e por este motivo resistências de degelo são tipicamente utilizadas. Durante o processo de degelo, água escoar através de um dreno e é recolhida em uma bandeja instalada nas proximidades do compressor. Essa água é eliminada pela ação do calor proveniente da carcaça do compressor. Entretanto, em ambientes de umidade relativa elevada, a formação excessiva de geada associada à baixa taxa de evaporação pode levar ao transbordamento da bandeja de degelo, o que é inaceitável para os usuários e um desafio para os fabricantes de refrigeradores. O uso de compressores de alta eficiência que operam com temperaturas de carcaça mais baixas pode agravar ainda mais esse problema. Por esse motivo, este trabalho se propõe a analisar os processos de transferência de calor e massa que ocorrem em bandejas de degelo. Para tanto, a influência das condições ambientes e operacionais sobre a taxa de evaporação foi avaliada através de uma bancada de testes especialmente desenvolvida para essa finalidade. No total, foram realizados 37 experimentos obtendo-se taxas médias de evaporação entre 3 e 37 g/h. Observou-se que com a utilização de uma bandeja do tipo membrana, a temperatura média do compressor foi reduzida em até 11,6°C e a taxa média de evaporação aumentada em até 109,5%. Um modelo matemático de natureza semi-empírica foi também desenvolvido para prever simultaneamente a temperatura da carcaça do compressor e a taxa média de evaporação. Os resultados numéricos foram comparados com a base de dados experimentais onde 85% das previsões do modelo para a taxa média de evaporação se mantiveram dentro de uma faixa de erro de  $\pm 15\%$ . Além disso, observou-se que as temperaturas características do compressor e da água foram previstas respectivamente com um erro médio quadrático máximo de aproximadamente 3,2°C e 1,6°C.

**Palavras-chave:** Bandejas de degelo, simulação, experimentação, compressores.



## ABSTRACT

In most of modern household refrigerators warm humid air from the fresh food compartment and cold and dry air from freezer compartment are both cooled and dehumidified in the evaporator. As the air is dehumidified, frost accumulation takes place on the cold evaporator surfaces. This layer must be removed to avoid the depletion of the system performance and to this end, defrost heaters are periodically used. During the defrost process, water drains through a pipe into a drip pan which is usually installed at the vicinity of the compressor. This water is eliminated due to the heat transferred from the hot compressor shell. However, in high relative humidity areas, an excessive frost formation associated with a lower evaporation rate can lead to water overflow, which is an unacceptable problem from the viewpoint of users and therefore it poses a challenge for most of refrigerator manufacturers. High efficient compressors with low shell temperature may worsen this condition. For this reason, this study outlines a theoretical and experimental analysis of the heat and mass transfer process that take place during water evaporation from compressor water trays. The influence of both operating and environmental conditions on water evaporation was experimentally evaluated using a purpose built testing facility. In total, 37 experiments were carried out with the water evaporation rate spanning from 3 to 37 g/h. It was found that the compressor shell temperature was up to 11.6°C lower and the average water evaporation rate was up to 109.5% higher in the membrane tray design. A semi-empirical dynamic simulation model was put forward to predict both the compressor shell temperature and the water evaporation rate simultaneously. The numerical results were compared with its experimental counterparts with over 85% of the model predictions for the average evaporation rate within a 15% error band. It was also found that the water and compressor shell temperatures were predicted with maximum root mean square errors of approximately 1.6°C and 3.2°C, respectively.

**Keywords:** Water tray, defrosted water, simulation, experimental results, compressors





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.....	1
Figura 1.2 – Esquema de um ciclo de Carnot reverso em um diagrama T-s.....	2
Figura 1.3 - Diagrama T - s de um ciclo de refrigeração padrão.....	3
Figura 1.4 – Diagrama T - s de um ciclo real de refrigeração (Montagner, 2013).....	4
Figura 1.5 – Evolução dos trocadores de calor (Mrzyglod e Holzer, 2014).....	7
Figura 1.6 – Diagrama esquemático de um refrigerador <i>frost-free</i> (Knabben 2010).....	8
Figura 1.7 – Formação de geada sobre as aletas do evaporador (Da Silva, 2012).....	9
Figura 1.8 - Acumulador de água de degelo (Ho, 1996).....	11
Figura 1.9 – Sistema de evaporação de degelo (Kim, 1993).....	12
Figura 2.1 - Configurações de sistema utilizadas por Bansal e Xie (1999): (a) convencional, (b) convecção forçada, (c) condensador auxiliar.....	16
Figura 2.2 - Bandeja tipo membrana (Xie e Bansal, 2000).....	18
Figura 3.1 – Aparato experimental para avaliação da taxa de evaporação em bandejas de degelo.....	26
Figura 3.2 – Aparato experimental.....	27
Figura 3.3 – Esquema do aparato experimental.....	28
Figura 3.4 – Medição de pressão e temperatura nos passadores de sucção e descarga.....	29
Figura 3.5 – Acionamento da válvula solenoide proporcional.....	30
Figura 3.6 – Vista detalhada da seção de testes.....	31
Figura 3.7 – Medição da temperatura da tampa do compressor.....	31
Figura 3.8 – Medição da temperatura da água na bandeja.....	32
Figura 3.9 – Sistema de medição do escoamento de ar sobre a bandeja.....	33
Figura 3.10 – Sistema de medição de nível.....	33
Figura 3.11 – Exemplo da curva de calibração da bandeja.....	34
Figura 3.12 – Área da superfície livre e área lateral.....	35
Figura 3.13 – Fator de cobertura da tampa do compressor: (a) $F_c = 0,84$ , e (b) $F_c = 0,53$ .....	36
Figura 3.14 – Área efetiva de contato e área do anel inferior.....	36
Figura 3.15 – Amostras utilizadas: (a) amostra 3 ( $F_c = 0,53$ ) e (b) amostra 1 ( $F_c = 0,84$ ).....	37
Figura 3.16 – Amostras utilizadas: (a) convencional e (b) membrana.....	37
Figura 3.17 – Câmara de testes (adaptado de Boeng, 2012).....	38
Figura 3.18 – Condições de operação do calorímetro de ciclo quente ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ ).....	40
Figura 3.19 – Representação gráfica do critério de regime permanente (adaptado de: Da Silva, 2008).....	44

Figura 3.20 – Média móvel e leitura instantânea do nível da água.....	46
Figura 3.21 – Evolução temporal para as temperaturas características do compressor e da água ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 45\%$ , $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,84$ , convencional) .....	48
Figura 3.22 – Evolução temporal da massa de água na bandeja ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 45\%$ , $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,84$ , convencional).....	48
Figura 3.23 – Análise de repetibilidade para o teste 27 - Massa de água na bandeja .....	50
Figura 3.24 – Análise de repetibilidade para o teste 27 - Temperaturas do compressor e da água .....	50
Figura 4.1 – Volumes de controle para a água e para o compressor .....	53
Figura 4.2 – Previsões do modelo vs. dados experimentais: (a) vazão mássica, (b) potência.....	66
Figura 4.3 – Resistência térmica: (a) Sem membrana, (b) com membrana .....	68
Figura 4.4 – Inicialização das variáveis .....	73
Figura 4.5 – Fluxograma do algoritmo para simulação do processo de evaporação da água de degelo.....	75
Figura 5.1 – Efeito das variáveis independentes sobre a taxa média de evaporação de água.....	81
Figura 5.2- Evolução temporal das pressões de sucção e descarga ( $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ , $\bar{P} = 3600 \text{ s}$ , $\bar{\tau} = 50\%$ ) .....	82
Figura 5.3 - Evolução temporal das pressões de sucção e descarga ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ , $\bar{P} = 5400 \text{ s}$ , $\bar{\tau} = 75\%$ ) .....	83
Figura 5.4 – Vazão mássica de refrigerante ( $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 45\%$ , $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,84$ , convencional).....	84
Figura 5.5 – Vazão mássica de refrigerante ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 85\%$ , $V_{ar} = 0,25 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,53$ , membrana) .....	85
Figura 5.6 – Potência de compressão ( $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 45\%$ , $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,84$ , convencional) .....	86
Figura 5.7 – Potência de compressão ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 85\%$ , $V_{ar} = 0,25 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,53$ , membrana).....	86
Figura 5.8 – Temperatura de descarga ( $T_{amb} = 25,0^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 45\%$ , $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,84$ , convencional) .....	87
Figura 5.9 – Temperatura do passador de descarga ( $T_{amb} = 35,0^{\circ}\text{C}$ , $\phi_{amb} = 85\%$ , $V_{ar} = 0,25 \text{ m/s}$ , $F_c = 0,53$ , membrana) .....	88
Figura 5.10 – Temperatura de descarga: numérico vs. experimental .....	89
Figura 5.11 – Redução da temperatura de descarga .....	90
Figura 5.12 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor (testes 4 e 8) .....	92
Figura 5.13 – Evolução temporal da temperatura da água na bandeja (testes 4 e 8).....	93
Figura 5.14 – Evolução temporal da massa de água na bandeja (testes 4 e 8) .....	93

Figura 5.15 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor (testes 25 e 29).....	95
Figura 5.16 – Evolução temporal da temperatura da água na bandeja (testes 25 e 29).....	95
Figura 5.17 – Evolução temporal da massa de água na bandeja (testes 25 e 29).....	96
Figura 5.18 – Variação das temperaturas da água e da carcaça do compressor para os testes com e sem membrana.....	97
Figura 5.19 – Massa de água na bandeja em função da velocidade do ar (testes 33 e 34).....	99
Figura 5.20 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor e da temperatura da água (teste 35) .....	100
Figura 5.21 – Evolução temporal da massa de água na bandeja (teste 35) .....	101
Figura 5.22 – Evolução temporal da vazão mássica de refrigerante em diferentes frequências de operação (testes 36 e 37).....	102
Figura 5.23 – Evolução temporal da potência de compressão para diferentes frequências de operação (testes 36 e 37) .....	102
Figura 5.24 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor para diferentes frequências de operação (testes 36 e 37) ....	103
Figura 5.25 – Evolução temporal da temperatura em diferentes frequências de operação (testes 36 e 37).....	104
Figura 5.26 – Evolução temporal da massa de água na bandeja em diferentes frequências de operação (testes 36 e 37) .....	104
Figura 5.27 – Validação do modelo matemático: (a) Taxa média de evaporação, (b) erro médio quadrático .....	106
Figura 5.28 – Condição de baixa taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura do compressor e da água – bandeja convencional.....	110
Figura 5.29 – Condição de baixa taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura da carcaça do compressor e da água – bandeja com membrana.....	112
Figura 5.30 – Condição de alta taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura da carcaça do compressor e da água – bandeja convencional .....	113
Figura 5.31 - Condição de alta taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura da carcaça do compressor e da água – bandeja com membrana.....	115
Figura A.1 – Circuito em malha fechada .....	129
Figura A.2 – Determinação do ganho estático .....	132
Figura A.3 – Determinação da constante de tempo (Ogata, 2002).....	133
Figura A.4 – Determinação do atraso de transporte .....	133
Figura A.5 – Teste de identificação do subsistema de pressão de descarga .....	134

Figura A.6 – Teste de identificação do subsistema de pressão de sucção .	136
Figura A.7 – Teste de identificação da função transferência para o subsistema de temperatura de sucção.....	137
Figura A.8 – Validação da função transferência para o subsistema de pressão de descarga.....	139
Figura A.9 – Validação da função transferência para o subsistema de pressão de sucção.....	139
Figura A.10 – Validação da função transferência para o subsistema de temperatura de sucção.....	140
Figura A.11 – Resposta dinâmica do sistema (Ogata, 2002).....	141
Figura A.12 – Modelo em malha fechada para análise da resposta dinâmica dos subsistemas.....	142
Figura A.13 – Ajuste dos parâmetros $k_p$ e $k_I$ para o controlador da pressão de descarga.....	143
Figura A.14 - Ajuste dos parâmetros $k_P$ e $k_I$ para o controlador da pressão de sucção.....	144
Figura A.15 – Ajuste dos parâmetros $k_P$ e $k_I$ para o controlador da temperatura de sucção.....	145
Figura A.16 - Teste de seguimento de referência para o controlador da pressão de descarga.....	147
Figura A.17 – Teste de seguimento de referência para o controlador da pressão de sucção.....	148
Figura A.18 – Teste de seguimento de referência para o controlador da temperatura de sucção.....	149
Figura A.19 – Teste de rejeição de perturbação para o controlador da pressão de sucção.....	150
Figura A.20 – Teste de rejeição de perturbação para o controlador da pressão de descarga.....	151
Figura A.21 – Teste de rejeição de perturbação para o controlador da temperatura de sucção.....	152
Figura B.1 – (a) Ventilador centrífugo com controle de velocidade, (b) montagem do ventilador na bancada.....	153
Figura B.2 – Posição do <i>damper</i> : (a) curva de alta velocidade, (b) curva de baixa velocidade .....	154
Figura B.3 – Sistema de insuflamento de ar .....	154
Figura B.4 – Curvas de calibração tensão-velocidade.....	156
Figura C.1 – Sensor ultrassônico de proximidade .....	157
Figura C.2 - Calibração do sensor ultrassônico de proximidade .....	158
Figura C.3 – Curva de calibração do sensor ultrassônico de proximidade .....	158
Figura C.4 – Determinação da distância inicial no processo de zeragem..	159
Figura C.5 – Medição do nível instantâneo de água durante os testes .....	159
Figura D.1 – Balança para calibração das bandejas .....	161

Figura D.2 – Curva de calibração para amostra 1 ( $F_c = 0,84$ – convencional)	163
Figura D.3 - Curva de calibração para amostra 2 ( $F_c = 0,84$ – membrana)	164
Figura D.4 – Curva de calibração para amostra 3 ( $F_c = 0,53$ – convencional)	164
Figura D.5 – Curva de calibração para amostra 4 ( $F_c = 0,53$ – membrana)	165
Figura E.1 – Volume de controle interfacial e volume de controle da água na bandeja.	167
Figura F.1 – Variação das áreas em função do nível da água: (a) área da superfície livre da água, (b) área de transferência de calor na interface	173
Figura F.2 – Medição das áreas instantâneas: (a) transferência de calor e massa na superfície livre da água, (b) transferência de calor na interface	174
Figura F.3 – Variação do termo $r_{sl}$ para área instantânea de transferência de calor e massa da superfície livre da água: (a) bandeja grande, (b) bandeja pequena	176
Figura F.4 – Variação do termo $r_{efc}$ para área instantânea de transferência de calor na interface: (a) bandeja grande, (b) bandeja pequena	177



## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Geometria das amostras utilizadas .....	37
Tabela 3.2 – Período e fração de funcionamento do compressor .....	39
Tabela 3.3 – Parâmetros do planejamento fatorial .....	41
Tabela 3.4 – Planejamento dos experimentos ( $T_{amb} = 25,0^{\circ}\text{C}$ ) .....	42
Tabela 3.5 – Planejamento dos experimentos ( $T_{amb} = 35,0^{\circ}\text{C}$ ) .....	43
Tabela 3.6 – Desvio padrão máximo das variáveis de controle .....	45
Tabela 3.7 – Análise da repetibilidade do aparato experimental .....	49
Tabela 4.1 – Coeficientes dos polinômios de ajuste das curvas de rendimento volumétrico e global .....	65
Tabela 4.2 – Geometria das bandejas .....	68
Tabela 4.3 – Obtenção da resistividade entre o compressor e a água .....	69
Tabela 4.4 – Obtenção do coeficiente global de transferência de calor entre a base do compressor e o ambiente .....	70
Tabela 4.5 – Obtenção do coeficiente global de transferência de calor da linha de descarga .....	71
Tabela 4.6 – Coeficientes das curvas de pressão para $T_{amb} = 25,0^{\circ}\text{C}$ .....	72
Tabela 4.7 – Coeficientes das curvas de pressão para $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ .....	72
Tabela 5.1 – Resultados do planejamento fatorial .....	79
Tabela 5.2 – Parâmetros do planejamento fatorial .....	80
Tabela 5.3 – Condições de teste para baixa taxa de evaporação .....	91
Tabela 5.4 – Condições de teste para alta taxa de evaporação .....	94
Tabela 5.5 – Condição de referência para os testes fora do planejamento fatorial .....	97
Tabela 5.6 – Testes adicionais .....	98
Tabela 5.7 – Resultados para taxa média de evaporação de água .....	108
Tabela A.1 – Condições de operação durante os testes de identificação de sistema .....	134
Tabela A.2 – Ganho estático e constante de tempo para o subsistema de pressão de descarga .....	135
Tabela A.3 - Ganho estático e constante de tempo do subsistema de pressão de sucção .....	136
Tabela A.4 - Ganho estático, constante de tempo e atraso de transporte para o subsistema da temperatura de sucção .....	138
Tabela A.5 – Ganho estático, constante de tempo e atraso de transporte ..	142
Tabela A.6 –Parâmetros P-I para o controlador da pressão de descarga ...	143
Tabela A.7 – Resultados do ajuste dos parâmetros P-I para o controlador da pressão de sucção .....	144
Tabela A.8 – Resultados do ajuste dos parâmetros P-I para o controlador da temperatura de sucção .....	145
Tabela A.9 – Funções perturbação utilizadas na análise do desempenho dos controladores .....	150

Tabela D.1 - Coeficientes dos polinômios das curvas de calibração das bandejas .....	162
Tabela F.1 – Coeficientes do polinômio para a fração de área da superfície livre da água.....	175
Tabela F.2 – Coeficientes do polinômio para a fração de área de transferência de calor na interface .....	175



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Gerais

$A_{anel}$	Área do anel inferior da bandeja	[m <sup>2</sup> ]
$A_{c,base}$	Área da base do compressor	[m <sup>2</sup> ]
$A_{c,tampa}$	Área da tampa do compressor	[m <sup>2</sup> ]
$A_{efc}$	Área efetiva de contato entre compressor e bandeja	[m <sup>2</sup> ]
$A_{lat}$	Área lateral da bandeja	[m <sup>2</sup> ]
$A_{sup,livre}$	Área da superfície livre da água	[m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico à pressão constante	[J/kg·K]
$c_v$	Calor específico à volume constante	[J/kg·K]
$C_c$	Capacidade térmica do compressor	[J/K]
$D_{cil}$	Diâmetro do cilindro do compressor	[m]
$e(t)$	Função erro	
$E_{máx}$	Erro máximo	[g]
$f(t)$	Sinal de realimentação do controlador	
$F_c$	Fração de cobertura	[-]
$g$	Aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$G_{deg}$	Massa de água de degelo	[kg]
$G_{PD}$	Função transferência do subsistema de pressão de descarga	
$G_{PS}$	Função transferência do subsistema de pressão de sucção	
$G_{TS}$	Função transferência do subsistema de temperatura de sucção	
$h$	Altura da bandeja	[m]
$h_{deg}$	Entalpia específica da água de degelo	[J/kg·K]
$h_v$	Entalpia específica do vapor saturado	[J/kg·K]
$h_{suc}$	Entalpia específica do vapor do refrigerante no passador de sucção	[J/kg·K]
$h_{desc}$	Entalpia específica do vapor do refrigerante no passador de descarga	[J/kg·K]
$\bar{h}$	Coefficiente de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> ·K]
$I$	Corrente elétrica	[A]
$k$	Fator de abrangência	
$k_{água}$	Condutividade térmica da água	[W/m·K]
$k_D$	Ganho Derivativo	
$k_I$	Ganho Integral	
$k_P$	Ganho proporcional	

$k_{parede}$	Condutividade térmica da parede	[W/m·K]
$K$	Ganho estático	
$L_{água}$	Nível de água na bandeja	[m]
$L_c$	Comprimento característico	[m]
$L_{cil}$	Curso do pistão	[m]
$\dot{m}_{deg}$	Vazão mássica de degelo	[kg/s]
$\dot{m}_{evap}$	Taxa de evaporação de água	[kg/s]
$\dot{m}_{ref}$	Vazão mássica de refrigerante	[kg/s]
$M_{água}$	Massa de água na bandeja	[kg]
$M_{deg}$	Massa de degelo	[kg]
$M_{evap}$	Massa evaporada	[kg]
$M_p$	Máximo sobressinal	[%]
$n$	Tamanho da amostra	
$N_c$	Frequência de operação do compressor	[Hz]
$N_{ref}$	Frequência de operação de referência	[Hz]
$p_{cond}$	Pressão de condensação	[Pa]
$p_{desc}$	Pressão de descarga	[Pa]
$p_{evap}$	Pressão de evaporação	[Pa]
$p_p$	Pressão parcial	[Pa]
$p_{sat}$	Pressão de saturação	[Pa]
$p_{suc}$	Pressão de sucção	[Pa]
$\bar{P}$	Período	[s]
$P$	Perímetro	[m]
$\dot{Q}_{amb}$	Taxa de transferência de calor sensível entre a água e o ambiente	[W]
$\dot{Q}_{c,base}$	Taxa de transferência de calor do compressor para o ar ambiente	[W]
$\dot{Q}_{c,tampa}$	Taxa de transferência de calor do compressor para a água	[W]
$\dot{Q}_{deg}$	Taxa de transferência de calor por advecção associada a vazão mássica de água de degelo	[W]
$\dot{Q}_{evap}$	Taxa de transferência de calor latente	[W]
$\dot{Q}_{sup,livre}$	Taxa de transferência de calor sensível através da superfície livre da água	[W]
$\dot{Q}_{parede}$	Taxa de transferência de calor sensível através das paredes da bandeja	[W]
$r(t)$	Função referência	
$r_{sl}$	Razão entre área instantânea e nominal da superfície livre da água	[-]

$r_{efc}$	Razão entre área instantânea e nominal da de transferência de calor na interface	[-]
$R_{int}$	Resistência térmica da interface	[m <sup>2</sup> ·K/W]
$R_P$	Razão de pressão	
$R_R$	Razão de rotação	
$s$	Variável complexa no domínio de Laplace	
$t_{deg}$	Tempo de degelo	[h]
$t_D$	Tempo derivativo	[s]
$t_I$	Tempo integral	[s]
$t_r$	Tempo de subida	[s]
$t_s$	Tempo de acomodação	[s]
$T_{água}$	Temperatura da água na bandeja	[K]
$T_{amb}$	Temperatura ambiente	[K]
$T_c$	Temperatura do compressor	[K]
$T_{cd}$	Temperatura da câmara de descarga	[K]
$T_{desc}$	Temperatura no passador de descarga	[K]
$T_{deg}$	Temperatura da água de degelo	[K]
$T_{suc}$	Temperatura de sucção	[K]
$u$	Incerteza padrão da amostra	
$u(t)$	Saída do controlador	
$u_{água}$	Energia interna específica da água	[J/kg]
$U$	Tensão	[V]
$U_k$	Incerteza expandida	
$U_{c,base}$	Coefficiente global de transferência de calor entre a base do compressor e o ar ambiente	[W/m <sup>2</sup> ·K]
$U_{c,tampa}$	Coefficiente global de transferência de calor entre a tampa do compressor e a água na bandeja,	[W/m <sup>2</sup> ·K]
$U_{lat}$	Coefficiente global de transferência de calor através da parede lateral da bandeja	[W/m <sup>2</sup> ·K]
$v_{suc}$	Volume específico do refrigerante na sucção	[m <sup>3</sup> /kg]
$V_{ar}$	Velocidade do ar	[m/s]
$y(t)$	Variável manipulada	
$W_c$	Potência de compressão pelo compressor	[W]

## Símbolos Gregos

$\alpha$	Difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	Expansividade volumétrica	[ 1/K]
$\delta_{int}$	Espessura da interface	[m]
$\delta_{parede}$	Espessura da parede da bandeja	[m]
$\Delta$	Variação	
$\Delta t_{deg}$	Duração do processo de degelo	[s]
$\Delta y$	Variação do sinal de saída	
$\Delta u$	Variação do sinal de entrada	
$\Delta I$	Variação de corrente	[A]
$\Delta T$	Variação de temperatura	[K]
$\Delta U$	Variação de tensão	[V]
$\Delta p$	Variação de pressão	[Pa]
$\varepsilon$	Efetividade de troca de calor	[-]
$\varepsilon$	Emissividade	[-]
$\eta$	Eficiência	[-]
$\theta$	Atraso de transporte	[s]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[Pa · s]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman	[W/m <sup>2</sup> · K <sup>4</sup> ]
$\bar{\tau}$	Fração de funcionamento	[ - ]
$\tau$	Constante de tempo	[s]
$\phi_{amb}$	Umidade relativa ambiente	[%]

## Sub-índices

$()_a$	Amostra
$()_{água}$	Água na bandeja
$()_{amb}$	Ambiente
$()_{anel}$	Anel
$()_{ar}$	Ar
$()_{base}$	Base do compressor
$()_c$	Compressor
$()_{cd}$	Câmara de descarga
$()_{cil}$	Cilindro do compressor

$()_{conv}$	Convecção
$()_{cond}$	Condensação
$()_D$	Derivativo
$()_{deg}$	Degelo
$()_{desc}$	Descarga
$()_{evap}$	Evaporação
$()_{efc}$	Efetiva de transferência de calor
$()_g$	global
$()_i$	i-ésimo
$()_{int}$	Interface
$()_l$	líquido
$()_{lat}$	Lateral
$()_{máx}$	Máximo
$()_o$	Inicial
$()_{parede}$	Parede
$()_P$	Pressão
$()_p$	Parcial
$()_{PD}$	Pressão de descarga
$()_{PS}$	Pressão de sucção
$()_R$	Rotação
$()_{rad}$	Radiação
$()_{ref}$	Refrigerante
$()_{Ref}$	Referência
$()_{sl}$	superfície livre
$()_{suc}$	Sucção
$()_{sup}$	Superfície
$()_{livre}$	Livre
$()_{sat}$	Saturação
$()_{SS}$	Subsistema
$()_{tampa}$	Tampa do compressor
$()_{TS}$	Temperatura de sução
$()_v$	Vapor
$()_{vol}$	Volumétrica

## Grupamentos adimensionais

Número de Grashof 
$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3}{\nu^2}$$

Número de Nusselt 
$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Número de Prandtl 
$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Número de Rayleigh 
$$Ra = Gr \cdot Pr$$

Número de Reynolds 
$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu}$$

## Abreviaturas

<i>AC</i>	Acumulador
<i>BAN</i>	Bandeja
<i>COMP</i>	Compressor
<i>DP<sub>a</sub></i>	Desvio padrão da amostra
<i>MA</i>	Manômetro de alta pressão
<i>MB</i>	Manômetro de baixa pressão
<i>RLS</i>	Resistência de linha de sucção
<i>RMSE</i>	Erro médio quadrático ( <i>Root Mean Square Error</i> )
<i>PID</i>	Proporcional-Integral-Derivativo
<i>SISO</i>	Uma entrada e uma saída ( <i>Single Input Single Output</i> )
<i>TC</i>	Trocador de calor
<i>TVM</i>	Transdutor de vazão mássica
<i>VS</i>	Válvula de serviço
<i>VSA</i>	Válvula solenoide de água
<i>VSPD</i>	Válvula solenoide de controle da pressão de descarga
<i>VSPS</i>	Válvula solenoide de controle da pressão de sucção
<i>PVC</i>	Policloreto de vinila
<i>PWM</i>	Modulação de largura de pulso ( <i>Pulse Width Modulated</i> )
<i>SLS</i>	Sinterização seletiva à laser ( <i>Selective Laser Sintering</i> )

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Contexto .....	1
1.2	Acumuladores de água de degelo .....	10
1.3	Evaporação da água de degelo .....	11
1.4	Objetivo e Método .....	12
1.5	Estrutura da dissertação .....	13
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>15</b>
2.1	Introdução .....	15
2.2	Taxa de evaporação em bandejas de degelo .....	15
2.3	Simulação dinâmica do processo de evaporação em bandejas de degelo .....	16
2.4	Compressores herméticos alternativos .....	20
2.5	Síntese do capítulo .....	24
<b>3</b>	<b>TRABALHO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>25</b>
3.1	Introdução .....	25
3.2	Abordagem experimental .....	26
3.3	Bancada de testes .....	28
3.4	Seção de testes .....	31
3.5	Amostras .....	34
3.6	Planejamento dos experimentos .....	38
3.6.1	Condições ambientais .....	38
3.6.2	Condições operacionais .....	39
3.6.3	Processo de degelo .....	40
3.6.4	Planejamento dos experimentos .....	41
3.7	Procedimento de teste .....	43
3.7.1	Procedimento de partida .....	45
3.8	Processamento das variáveis .....	45
3.8.1	Nível da água .....	45
3.8.2	Massa de água na bandeja .....	46
3.8.3	Temperatura da superfície compressor e temperatura da água na bandeja .....	47
3.9	Teste típico .....	47
3.10	Repetibilidade do aparato experimental .....	49
3.11	Síntese do capítulo .....	51
<b>4</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO .....</b>	<b>53</b>
4.1	Introdução .....	53

4.2	Submodelo da água .....	54
4.2.1	Degelo.....	55
4.2.2	Evaporação .....	56
4.2.3	Ambiente .....	57
4.2.4	Compressor .....	62
4.3	Submodelo para a temperatura da carcaça compressor .....	63
4.4	Obtenção dos parâmetros empíricos.....	67
4.4.1	Resistência térmica de contato.....	67
4.4.2	Coeficiente global de transferência de calor entre o compressor e o ambiente.....	69
4.4.3	Temperatura de descarga .....	70
4.4.4	Pressão nos passadores de sucção e descarga .....	71
4.5	Solução numérica .....	72
4.6	Síntese do capítulo .....	76
<b>5</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>77</b>
5.1	Introdução .....	77
5.2	Resultados experimentais .....	78
5.2.1	Análise de efeito .....	80
5.2.2	Pressões nos passadores de sucção e descarga .....	82
5.3	Validação do modelo matemático .....	83
5.3.1	Vazão mássica .....	84
5.3.2	Potência .....	85
5.3.3	Temperatura no passador de descarga .....	87
5.3.4	Temperatura da carcaça do compressor, temperatura da água e taxa de evaporação .....	90
5.3.5	Testes fora do planejamento fatorial.....	97
5.4	Análise numérica.....	109
5.4.1	Taxas de transferência de calor.....	109
5.5	Síntese do capítulo .....	116
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>117</b>
6.1	Considerações finais.....	117
6.1.1	Trabalho experimental .....	117
6.1.2	Modelo matemático .....	118
6.2	Sugestões para trabalhos futuros .....	119
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>121</b>
	<b>APÊNDICE A – ESTRATÉGIA DE CONTROLE.....</b>	<b>127</b>
A.1	Modelagem matemática de sistemas dinâmicos.....	127
A.1.1	Sistemas em malha aberta e malha fechada .....	128
A.2	Controladores PID.....	129



A.2.1	Controle proporcional.....	129
A.2.2	Controle integral.....	130
A.2.3	Controle derivativo.....	130
A.2.4	Controle PID paralelo.....	131
A.3	Metodologia para identificação de sistemas.....	131
A.3.1	Pressão de descarga.....	134
A.3.2	Pressão de sucção.....	135
A.3.3	Temperatura na sucção do compressor.....	137
A.3.4	Validação dos modelos de função transferência.....	138
A.4	Projeto do controlador.....	140
A.5	Testes de desempenho dos controladores.....	145
A.5.1	Teste de seguimento de referência.....	146
A.5.2	Testes de rejeição de perturbação.....	149
<b>APÊNDICE B – CONTROLE DA VELOCIDADE DO AR.....</b>		<b>153</b>
<b>APÊNDICE C – MEDIÇÃO DO NÍVEL DE ÁGUA.....</b>		<b>157</b>
<b>APÊNDICE D – CALIBRAÇÃO DAS BANDEJAS.....</b>		<b>161</b>
<b>APÊNDICE E – TAXA DE VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA.....</b>		<b>167</b>
A.1	Balanço de massa para o volume de controle interfacial .....	168
A.2	Balanço de energia para o volume de controle interfacial .....	169
A.3	Balanço de massa para o volume de controle do líquido .....	170
A.4	Balanço de energia para o volume de controle do líquido .....	170
<b>APÊNDICE F - RAZÃO ENTRE ÁREAS .....</b>		<b>173</b>



# 1 INTRODUÇÃO

---

## 1.1 CONTEXTO

Em um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, uma substância volátil (fluido refrigerante) escoa através de quatro componentes básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, como indicado na Figura 1.1 a seguir.

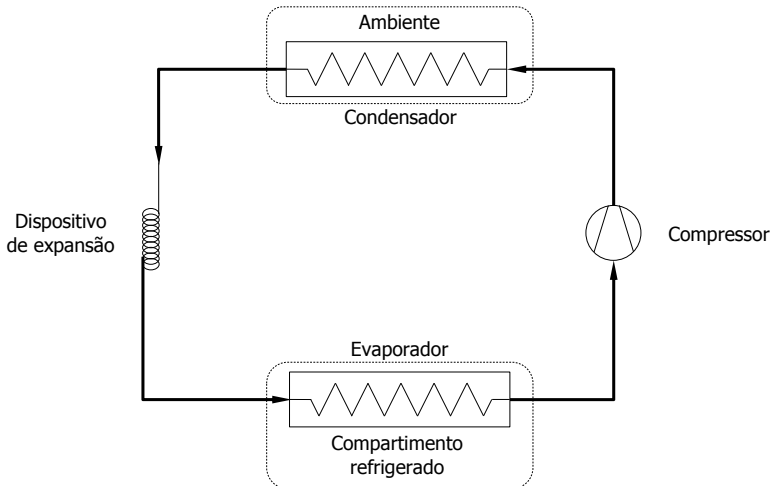


Figura 1.1 - Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor

O desempenho de um sistema de refrigeração pode ser expresso através do coeficiente de performance (COP), definido como a razão entre

a capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ) e a potência entregue ao compressor ( $\dot{W}_{comp}$ ), como mostra a equação (1.1).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (1.1)$$

O desempenho máximo de um ciclo de refrigeração operando entre um reservatório à baixa temperatura ( $T_f$ ) e um à alta temperatura ( $T_q$ ) é obtido através de um ciclo de Carnot reverso, composto por dois processos isotérmicos e dois isentrópicos, com mostra a Figura 1.2.

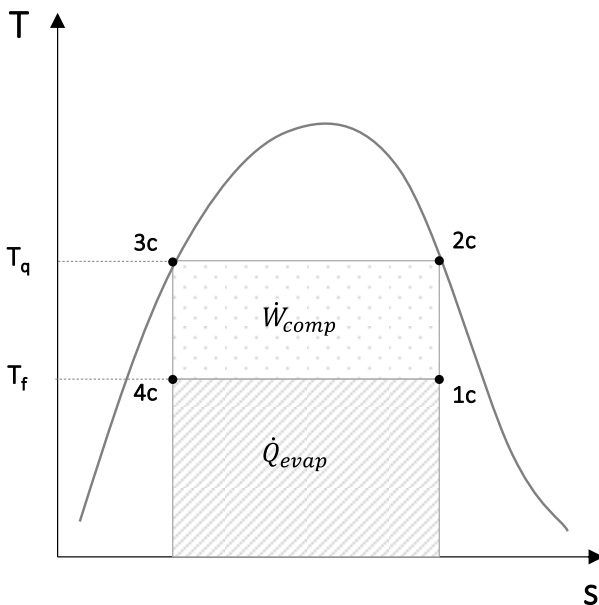


Figura 1.2 – Esquema de um ciclo de Carnot reverso em um diagrama T-s

Na prática, não é possível realizar os processos de expansão e compressão como indicado no ciclo de Carnot reverso. Uma melhor representação da realidade é obtida através do ciclo padrão de refrigeração. A Figura 1.3 mostra os estados termodinâmicos do refrigerante ao longo do ciclo padrão em um diagrama T-s.

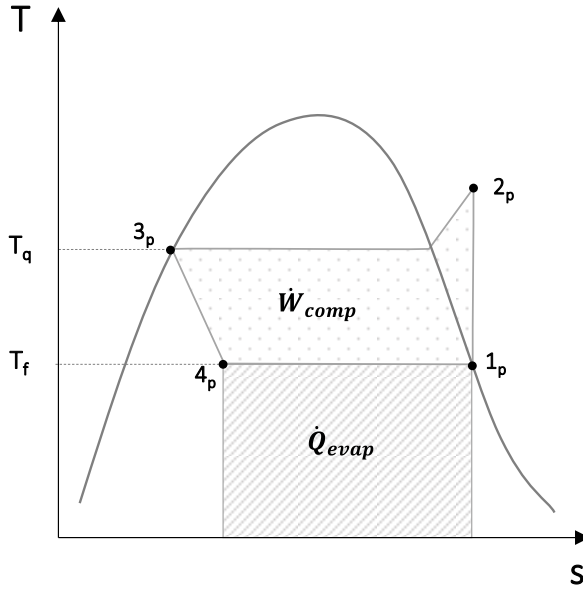


Figura 1.3 - Diagrama T - s de um ciclo de refrigeração padrão

Neste ciclo, vapor saturado à baixa pressão (ponto 1p) é comprimido isentropicamente até a pressão de condensação (ponto 2p). Em seguida o fluido segue para o condensador onde rejeita calor para o meio ambiente e atinge a condição de líquido saturado (ponto 3p). Na sequência, o fluido é expandido em um dispositivo de estrangulamento gerando uma mistura bifásica na entrada do evaporador (ponto 4p). No evaporador o refrigerante absorve calor do ambiente refrigerado e retorna à condição de vapor saturado, fechando assim o ciclo.

Para um gás ideal com propriedades constantes, o trabalho específico de compressão isentrópica,  $w_s$ , pode ser expresso da seguinte forma:

$$w_s = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1.2)$$

onde  $p_1$  e  $p_2$  são respectivamente as pressões nas câmaras de sucção e descarga e  $k$  o coeficiente isentrópico.

Apesar de ser uma boa aproximação, o ciclo padrão de refrigeração ainda não contempla todas as perdas intrínsecas de um sistema de

The diagram shows a temperature-entropy ( $T$ - $s$ ) plot for a two-stage vapor compression refrigeration cycle with intermediate cooling. The vertical axis is temperature  $T$ . Key temperature levels are marked:  $T_{\text{cond}}$  (condensing temperature),  $T_q$  (intermediate cooling temperature),  $T_f$  (flash tank temperature), and  $T_{\text{evap}}$  (evaporating temperature). The cycle consists of several states and processes:
 

- States:** 1<sub>r</sub> (saturated vapor at  $T_{\text{evap}}$ ), 1<sub>c</sub> (superheated vapor at  $T_q$ ), 2<sub>c</sub> (superheated vapor at  $T_{\text{cond}}$ ), 2<sub>s</sub> (superheated vapor at  $T_{\text{cond}}$ ), 2<sub>r</sub> (superheated vapor at  $T_q$ ), 3<sub>r</sub> (saturated vapor at  $T_{\text{cond}}$ ), 3<sub>c</sub> (subcooled liquid at  $T_q$ ), 4<sub>c</sub> (subcooled liquid at  $T_{\text{evap}}$ ), and 4<sub>r</sub> (subcooled liquid at  $T_{\text{evap}}$ ).
- Processes:**
  - 1<sub>r</sub> → 2<sub>c</sub>: Compression (solid line).
  - 2<sub>c</sub> → 2<sub>s</sub>: Isenthalpic expansion (dashed line).
  - 2<sub>s</sub> → 2<sub>r</sub>: Compression (solid line).
  - 2<sub>r</sub> → 3<sub>r</sub>: Isenthalpic expansion (dashed line).
  - 3<sub>r</sub> → 3<sub>c</sub>: Isenthalpic expansion (dashed line).
  - 3<sub>c</sub> → 4<sub>c</sub>: Isenthalpic expansion (dashed line).
  - 4<sub>c</sub> → 4<sub>r</sub>: Isenthalpic expansion (dashed line).
  - 4<sub>r</sub> → 1<sub>r</sub>: Evaporation (solid line).
- Regions:**
  - $W_{\text{comp}}$ : The area under the compression processes (1<sub>r</sub>→2<sub>c</sub> and 2<sub>r</sub>→3<sub>r</sub>), shaded with a dotted pattern.
  - $Q_{\text{evap}}$ : The area under the evaporation process (4<sub>r</sub>→1<sub>r</sub>), shaded with diagonal lines.
- Temperature Differences:**
  - $\Delta T_{\text{cond}}$ : The temperature difference between  $T_{\text{cond}}$  and  $T_q$ .
  - $\Delta T_{\text{evap}}$ : The temperature difference between  $T_q$  and  $T_{\text{evap}}$ .

Na prática, o fluido refrigerante é admitido na câmara de compressão na condição de vapor superaquecido, a uma pressão levemente inferior à pressão de evaporação. Irreversibilidades como atrito e transferência de calor fazem com que o trabalho de compressão real entre a câmara de sucção (ponto 1r) e a câmara de descarga (ponto 2r) seja maior do que o trabalho de compressão isentrópica (1r - 2s).

$$\eta_s = \frac{w_s}{w_c} \quad (1.3)$$

Por sua vez, a potência de compressão,  $\dot{W}_c$ , pode ser obtida multiplicando-se a vazão mássica de refrigerante pelo trabalho específico de compressão dividido pela eficiência isentrópica, como mostra a equação (1.4):

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot \frac{w_s}{\eta_s} \quad (1.4)$$

onde  $\dot{m}$  representa a vazão mássica de refrigerante.

Para um compressor alternativo ideal sem volume morto, a vazão mássica de refrigerante pode ser expressa como mostra a equação (1.5):

$$\dot{m}_{teórico} = \left[ \left( \frac{\pi \cdot D_{cil}^2}{4} \right) \cdot L_{cil} \right] \cdot \frac{N_c}{v_1} \quad (1.5)$$

onde  $D_{cil}$  e  $L_{cil}$  representam respectivamente o diâmetro e o curso do pistão,  $N_c$  a frequência de operação do compressor e  $v_1$  o volume específico do refrigerante na câmara de sucção.

Uma série de perdas associadas ao processo de compressão (presença de volume morto, superaquecimento, atraso na abertura de válvulas, vazamentos na folga pistão-cilindro, etc) fazem com que a vazão mássica real,  $\dot{m}_{real}$ , seja inferior ao valor teórico previsto pela equação (1.5).

O rendimento volumétrico de um compressor pode ser definido como a razão entre as vazões mássicas real e teórica, como mostra a equação (1.6).

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teórico}} \quad (1.6)$$

Uma vez conhecidas, as curvas de rendimento volumétrico e isentrópico podem ser utilizadas para o cômputo da vazão mássica e potência de compressão reais. Tipicamente, essas curvas são obtidas através de testes em calorímetro e expressas em função da razão de compressão (razão entre as pressões de condensação e evaporação). De forma geral, o aumento da razão de compressão diminui tanto o rendimento volumétrico quanto o isentrópico.

Vale ressaltar que na prática as áreas de troca de calor são finitas. Isso significa que os processos de absorção de calor no evaporador e rejeição de calor no condensador ocorrem mediante uma diferença de temperatura ( $\Delta T_{cond}$  e  $\Delta T_{evap}$  na Figura 1.4). Consequentemente, para um ciclo de refrigeração real, a temperatura de condensação será superior à ambiente, enquanto a temperatura de evaporação inferior à temperatura do compartimento refrigerado. Dessa forma, quanto mais elevadas forem as diferenças de temperatura encontradas nos trocadores de calor, maior será a razão de compressão e consequentemente a depreciação do desempenho do sistema.

Nas últimas décadas, inúmeros esforços de pesquisa foram realizados com o objetivo de aumentar a eficiência dos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Isso ocorre principalmente devido à programas governamentais que vêm exigindo cada vez mais dos fabricantes de refrigeradores no que se refere à economia de energia. Os avanços nessa área foram consideráveis, com reduções de até 65,0% no consumo de sistemas domésticos. Os refrigeradores europeus das classes mais eficientes, por exemplo, já operam com potências menores que 10 W (Mrzyglod e Holzer, 2014).

Esses resultados só foram possíveis devido a mitigação das perdas intrínsecas aos sistemas de refrigeração, dentre as quais se destacam as irreversibilidades dos processos de transferência de calor em função das diferenças de temperatura observadas nos trocadores. De maneira geral, os processos de transferência de calor no condensador e no evaporador podem ser expressos como indicado na equação (1.7).

$$\dot{Q} = UA \cdot (T_{ar} - T_{sat}) \quad (1.7)$$

onde o termo  $UA$  representa a condutância térmica do trocador de calor. Quando esse parâmetro é baixo, uma diferença de temperatura elevada se faz necessária para garantir uma taxa de transferência de calor desejada. Consequentemente, pode-se afirmar que a razão de compressão está diretamente relacionada com a condutância térmica dos trocadores de alta e de baixa pressão.

No passado, utilizavam-se comumente evaporadores estáticos (com convecção natural) com baixos valores de  $UA$ . Atualmente a tendência é pelo uso de evaporadores do tipo tubo aletado, com circulação forçada de ar, obtendo-se desta forma maiores valores de  $UA$ . Tanto o insuflamento de ar, quanto o uso de aletas tem por obtivo o aumento da condutância térmica global do trocador de calor e, por consequência, a



redução da razão de compressão. A Figura 1.5 ilustra a evolução dos modelos de trocadores de calor em função do aumento de área de troca.

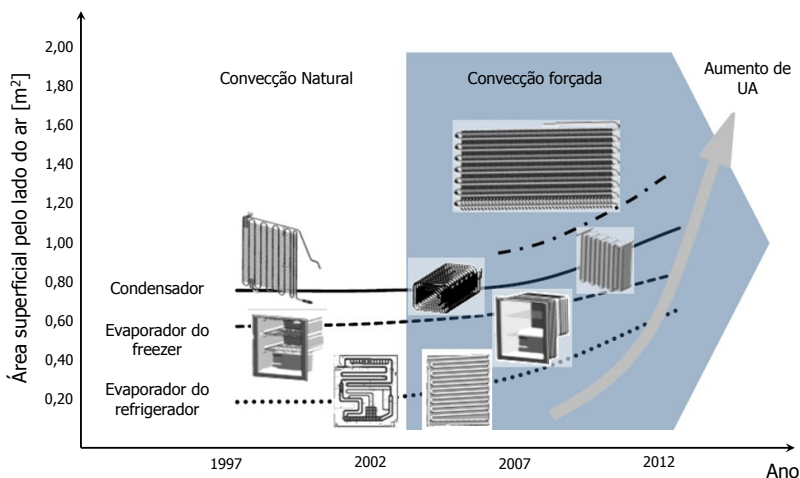


Figura 1.5 – Evolução dos trocadores de calor (Mrzyglod e Holzer, 2014)

A evolução dos evaporadores forçou mudanças substanciais no projeto do sistema. Nos refrigeradores que utilizam um sistema de distribuição de ar, o evaporador do tipo tubo aletado é tipicamente instalado em um compartimento próprio, fora do alcance do usuário, como ilustrado na Figura 1.6.

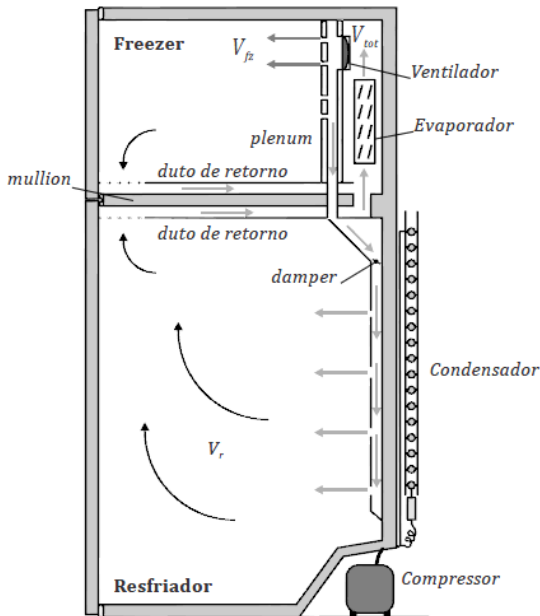


Figura 1.6 – Diagrama esquemático de um refrigerador *frost-free* (Knabben, 2010)

Nesse tipo de sistema, o ventilador succiona o ar quente e úmido proveniente do refrigerador (gabinete) e o mistura com o ar frio e seco proveniente do freezer. A mistura passa através do evaporador, onde é resfriada e desumificada. O ar frio é então insuflado através do *plenum* de onde é distribuído aos compartimentos refrigerados com o auxílio de um *damper* (Knabben, 2010).

A capacidade de refrigeração de um refrigerador doméstico deve ser equivalente ao somatório entre a carga térmica interna, a condução de calor através das paredes e a transferência de calor e massa devido à infiltração de ar externo. A infiltração ocorre tanto através dos selos de vedação como através da abertura das portas. Os selos de vedação (também conhecidos como gaxetas) deterioram com o tempo, perdendo capacidade magnética e apresentando rachaduras (Afonso e Castro, 2010). Dessa forma, o ar quente e úmido proveniente do ambiente externo deve ser continuamente resfriado e desumidificado no evaporador como forma de manter a temperatura dos compartimentos refrigerados nas condições de projeto ( $-18^{\circ}\text{C}$  no *freezer* e  $5^{\circ}\text{C}$  no refrigerador).

Durante o processo de resfriamento e desumidificação, caso a temperatura da superfície do evaporador seja inferior a  $0^{\circ}\text{C}$ , e a temperatura de orvalho do ar úmido superior a esse valor, pode haver formação de geada. A geada pode ser definida como um meio poroso formado por ar úmido e cristais de gelo que se forma devido à dessublimação do vapor de água presente no ar (Knabben, *et al.*, 2011; Melo *et al.*, 2012).

A geada se acumula sobre a superfície fria do evaporador aumentando a resistência térmica entre o ar e o fluido refrigerante. Em adição, a geada reduz a vazão de ar em circulação através do evaporador. Resultados experimentais disponíveis na literatura (Da Silva *et al.*, 2011) indicam taxas de formação de geada de  $1,0\text{ mm/h}$  para níveis de super-resfriamento (diferença entre a temperatura de orvalho do ar e a temperatura da superfície do evaporador) da ordem de  $15^{\circ}\text{C}$ .

Esse problema é particularmente interessante em evaporadores com espaçamento médio entre aletas da ordem de  $2\text{ mm}$  como ilustrado na Figura 1.7. Esse fenômeno diminui o desempenho do sistema uma vez que reduz a capacidade de refrigeração e aumenta o tempo de operação do compressor.



Figura 1.7 – Formação de geada sobre as aletas do evaporador (Da Silva, 2012)

Como comentado anteriormente, os evaporadores aletados e com convecção forçada exigem um compartimento próprio, fora do alcance do usuário (ver Figura 1.6). Dessa forma, a eliminação da geada que antes era feita pelo usuário, passou a ser feita de forma automática, daí a denominação de *frost-free*.

Nesses refrigeradores a geada é removida periodicamente com o auxílio de uma resistência elétrica, acionada automaticamente. O acionamento pode ocorrer através de um sensor de temperatura

posicionado na saída do evaporador ou em intervalos de tempo pré-determinados. O método convencional consiste na atuação da resistência em potência total durante um dado período de tempo. O processo de degelo dura aproximadamente 20 minutos e consiste basicamente de três etapas: (i) transferência de calor sensível até atingir a temperatura de fusão do gelo, (ii) transferência de calor latente, (iii) transferência de calor sensível até o final do processo (Melo *et al.*, 2012). A água proveniente do processo de degelo é drenada, coletada e eliminada de diferentes maneiras.

Com o advento do sistema automático de remoção de geada através de resistências elétricas, surgiu um novo inconveniente. A eliminação da água de degelo, que antes era feita manualmente pelo usuário, agora também precisa ser eliminada de forma automática.

As próximas seções terão como foco as principais características dos sistemas de acúmulo e eliminação da água de degelo.

## 1.2 ACUMULADORES DE ÁGUA DE DEGELO

A Figura 1.8 mostra uma vista em corte da parte inferior de um refrigerador doméstico do tipo *side-by-side* onde se pode identificar o espaço refrigerado (16), o compartimento destinado à instalação do evaporador (22) e o compartimento destinado à instalação do compressor (52). Ar deixa o compartimento refrigerado (16) através das aberturas (26) na parede que cobre o evaporador e é movimentado por um ventilador (não mostrado na figura) através do evaporador (24). O ar úmido entra em contato com a superfície do evaporador (42) onde ocorre a formação de geada, a qual é posteriormente removida por uma resistência de degelo (44). Água de degelo goteja em uma superfície coletora (48) composta por uma abertura de passagem (50) responsável por levar a água através de um dreno (74) até a bandeja acumuladora de água de degelo (84) localizada sobre o condensador (54) no mesmo compartimento onde se encontram o compressor (56) e o ventilador (Ho, 1996). Essa é uma configuração particular específica, sendo que uma diversidade de arranjos pode ser encontrada no mercado, sempre cuidando para que o volume da bandeja seja suficientemente grande para acomodar toda a água proveniente do processo de degelo.

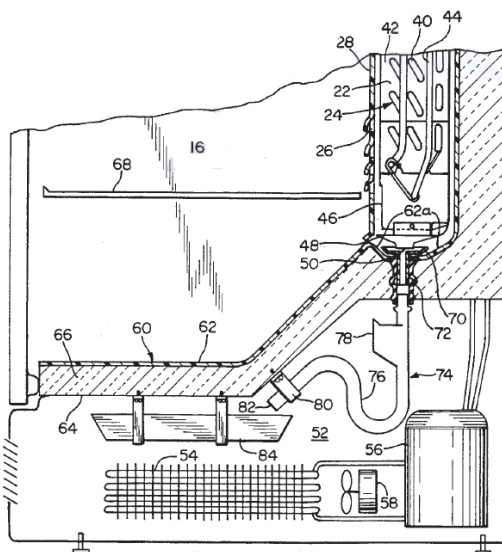


Figura 1.8 - Acumulador de água de degelo (Ho, 1996)

### 1.3 EVAPORAÇÃO DA ÁGUA DE DEGELO

A taxa de evaporação deve ser elevada o suficiente para evitar o acúmulo de água entre dois ciclos de degelo subsequentes. Caso essa taxa não seja suficiente, o desbalanço entre a massa total evaporada e a vazão proveniente do dreno pode fazer com que a bandeja venha eventualmente a transbordar.

Diferentes estratégias vêm sendo utilizadas pela indústria de refrigeração para eliminar a água de degelo. De forma geral, a bandeja é posicionada nas proximidades do compressor com o objetivo de aproveitar o calor rejeitado por esse equipamento no processo de evaporação. Em adição, configurações com insuflamento de ar sobre a bandeja e introdução de parte da tubulação de descarga na bandeja têm sido empregadas, cada uma das quais com sua eficiência, custo e problemas específicos.

A Figura 1.9 ilustra uma estratégia adotada para aumentar a taxa de evaporação através do calor rejeitado pelo compressor. Nesse sistema, água proveniente do evaporador é conduzida por um dreno (170) até a placa de distribuição de água (300) composta de uma superfície convexa perfurada (320). Um elemento de material cerâmico (200), é posicionado

próximo à carcaça do compressor (160). A inclinação de 5 a 10 graus da parte superior (210) desse elemento permite que a água permaneça por tempo suficiente exposta ao calor do compressor de forma a intensificar a taxa de evaporação. A parcela não evaporada é conduzida pela lateral do elemento (220) e se acumula em um recipiente (500). A água contida no recipiente é reabsorvida por capilaridade pelo elemento à medida que este seca (Kim, 1993).

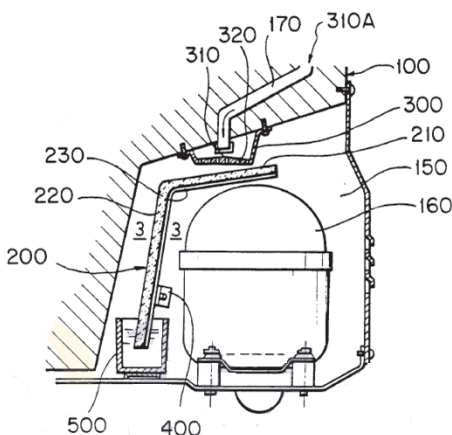


Figura 1.9 – Sistema de evaporação de degelo (Kim, 1993)

Em regiões de baixa umidade relativa, várias soluções atualmente disponíveis fornecem resultados bastante razoáveis. No entanto, em regiões de alta umidade relativa (clima tropical) praticamente todas as soluções conhecidas apresentam problemas. Nessas regiões a alta umidade relativa intensifica a taxa de formação de condensado e diminui a taxa de evaporação da água coletada na bandeja, sendo portanto um desafio para os pesquisadores da área (Bansal e Xie, 1999).

## 1.4 OBJETIVO E MÉTODO

O objetivo principal deste trabalho é investigar os processos de transferência de calor e massa associados à evaporação da água de degelo.

Para isso, duas abordagens foram adotadas, uma experimental e outra numérica. A frente experimental consiste no projeto e construção de uma bancada de testes para avaliar a taxa de evaporação da água de degelo

sujeita a operação de um compressor hermético alternativo de velocidade variável operando em condições semelhantes àsquelas encontradas em refrigeradores domésticos. Na frente computacional, desenvolveu-se um modelo matemático para prever simultaneamente a taxa de evaporação da água de degelo e a temperatura da carcaça do compressor.

## **1.5 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO**

Esta dissertação foi dividida em seis capítulos. O capítulo um introduzirá o estudo em questão, enquanto o capítulo 2 discutirá os principais trabalhos correlatos encontrados na literatura. O aparato experimental é descrito em detalhes no capítulo 3. Na sequência, o capítulo 4 apresenta o modelo matemático enquanto o capítulo 5 discute os resultados obtidos. Por fim, o capítulo 6 lista as principais conclusões obtidas durante a realização desse trabalho e aponta sugestões para trabalhos futuros.





## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

---

### **2.1 INTRODUÇÃO**

Como mencionado anteriormente, o processo de evaporação da água de degelo em ambientes com umidade relativa elevada é um desafio para o setor de refrigeração doméstica. No entanto raros são os estudos com foco nesse assunto. A seguir serão discutidos alguns dos trabalhos mais relevantes relacionados com o tema em questão.

### **2.2 TAXA DE EVAPORAÇÃO EM BANDEJAS DE DEGELO**

Bansal e Xie (1998) publicaram uma correlação empírica para prever a taxa de evaporação em bandejas de degelo, válida para velocidades do ar variando entre 0,0 e 5,6 m/s. Os autores alegaram que as correlações disponíveis na literatura se aplicavam à velocidades do ar nula (difusão pura) ou superiores a 0,9 m/s. A equação foi obtida utilizando-se um modelo de difusão pura para prever a taxa de evaporação em ar estagnado. Essa formulação considera apenas o gradiente de concentração mássica do vapor de água e a difusividade. Por outro lado, para escoamentos com velocidades superiores a 0,9 m/s adotou-se a correlação empírica proposta por Himus e Hinchley (1924), válida para velocidades entre 0,9 e 5,36 m/s e temperaturas da água entre 20,0 a 70,0°C. Além disso, os autores utilizaram dados experimentais próprios para velocidades do ar além de 0,2 m/s. Os experimentos de Bansal e Xie (1998) foram realizados em duas condições ambientais (temperatura e umidade relativa) e uma condição operacional (ar incidindo sobre a bandeja). Foram utilizados três tipos de bandeja, com diferentes áreas de transferência de massa. Os testes foram realizados com temperaturas

variando entre 28,4 °C e 31,0 °C enquanto a umidade relativa foi mantida em 85%. Os dados obtidos foram utilizados para desenvolver uma correlação aplicável a velocidades variando entre 0,0 m/s e 5,36 m/s. A correlação proposta prevê a taxa de evaporação em bandejas de degelo com desvios entre +1,7% e -5,5%.

## 2.3 SIMULAÇÃO DINÂMICA DO PROCESSO DE EVAPORAÇÃO EM BANDEJAS DE DEGELO

Bansal e Xie (1999) desenvolveram um modelo matemático baseado nas equações da conservação da massa e energia para prever o do processo de evaporação em bandejas de degelo de refrigeradores doméstico. Os fluxos de massa e energia foram calculados com base nos tempos de operação do compressor e da resistência de degelo. Os autores exploraram alternativas para elevar a temperatura da água contida na bandeja com o objetivo de elevar a taxa de evaporação. Oito diferentes configurações de sistema (compressor, condensador e ventilador auxiliar) foram avaliadas numericamente, utilizando sempre uma mesma geometria de bandeja (Figura 2.1).

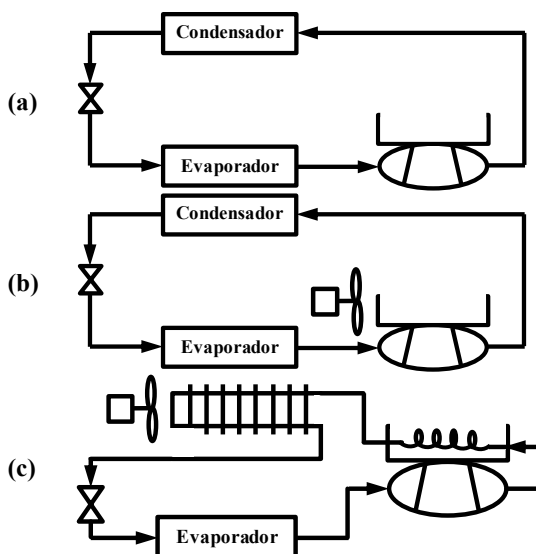


Figura 2.1 - Configurações de sistema utilizadas por Bansal e Xie (1999):  
 (a) convencional, (b) convecção forçada, (c) condensador auxiliar

A variação da energia interna da água contida na bandeja foi computada com base na transferência de calor entre bandeja/compressor, água/condensador auxiliar bem como na transferência de calor e massa entre a água e o ambiente. A resistência térmica de contato entre compressor e bandeja foi desprezada assim como a transferência de calor através das paredes da bandeja. Correlações para a temperatura da superfície do compressor e do condensador auxiliar foram obtidas a partir da base de dados experimentais obtida, considerando-se apenas os períodos em que o compressor estava em funcionamento. Vale ressaltar que os efeitos das condições de operação (razão de compressão, grau de superaquecimento na sucção, temperatura ambiente) e da própria taxa de evaporação sobre a temperatura da carcaça do compressor não foram considerados. A taxa de evaporação foi obtida através da correlação empírica proposta por Bansal e Xie (1998). Pontos experimentais foram obtidos através da utilização de um refrigerador doméstico equipado com um compressor hermético alternativo de 7,95 cm<sup>3</sup> e com uma bandeja de material plástico não especificado. Duas condições ambientais (temperatura e umidade relativa do ar), dois parâmetros operacionais (velocidade do ar e temperatura da água de degelo) e um parâmetro geométrico (área efetiva de evaporação) foram considerados no experimento. Os resultados apresentaram um desvio máximo em relação às previsões do modelo de  $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$  para a temperatura da água e de 7,8% para a massa total de água evaporada em um período de 12 h. As magnitudes das diferentes fontes de calor foram também quantificadas, de onde se concluiu que compressor é a fonte de calor mais efetiva seguido pelo condensador auxiliar. O efeito da velocidade do ar foi também investigado, observando-se aumentos de até 400% na taxa de evaporação em relação a sistemas sem movimentação de ar. O insuflamento de ar quente proveniente do condensador (Figura 2.1b) mostrou-se pouco efetivo e a velocidade ótima de operação para todas as configurações estudadas foi de aproximadamente 0,9 m/s.

Xie e Bansal (2000) propuseram melhorias no modelo matemático desenvolvido por (Bansal e Xie, 1999). Um coeficiente global foi utilizado para computar a taxa de transferência de calor entre o compressor e a água contida na bandeja. As correlações empíricas para a temperatura da carcaça do compressor e para a vazão da água de degelo foram mantidas enquanto seus coeficientes foram ajustados de acordo com os resultados experimentais. Esses parâmetros foram utilizados como condições de contorno para o cálculo da temperatura da água na bandeja. A temperatura da água foi utilizada para computar as propriedades termodinâmicas utilizadas na correlação empírica para a

taxa de evaporação (Bansal e Xie, 1998). As condições de contorno, tanto do modelo quanto dos experimentos, foram as seguintes:  $25,8\text{ °C} < T_{amb} < 28,5\text{ °C}$ ,  $\phi_{amb} = 85\%$ ,  $V_{ar} = 0,3\text{ m/s}$ ,  $5,2\text{ °C} < T_{deg} < 6,4\text{ °C}$  e  $0,198\text{ kg} < M_{deg} < 0,255\text{ kg}$ . Durante os experimentos foram utilizados três compressores herméticos alternativos, todos com HFC-134a. Os compressores foram instalados em refrigeradores domésticos providos de degelo automático. Os autores avaliaram a influência de três tipos de bandeja comumente utilizadas pela indústria (membrana, parafuso e convencional) sobre as taxas de evaporação (Figura 2.2).

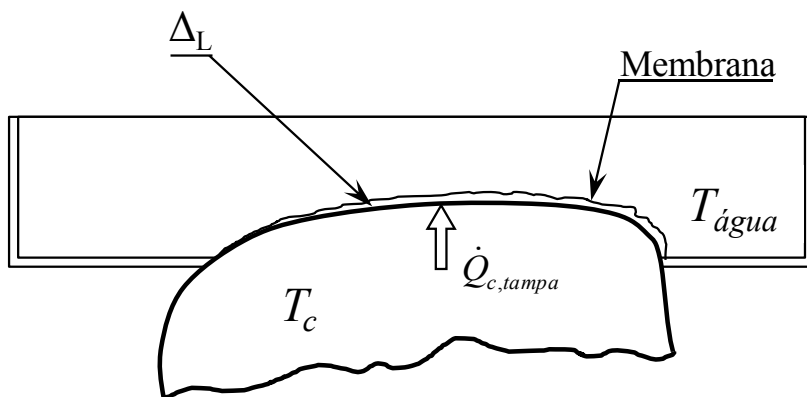


Figura 2.2 - Bandeja tipo membrana (Xie e Bansal, 2000).

Durante os testes, os compressores foram mantidos em operação contínua por 8,7 h, com intervalos de 20 minutos para o acionamento da resistência de degelo. Os resultados mostraram que a temperatura da água ( $37,6\text{ °C}$ ) e a taxa de evaporação ( $9,1\text{ g/h}$ ) foram mais elevadas com a bandeja do tipo membrana. Por outro lado, a bandeja do tipo parafuso obteve os piores resultados, com uma temperatura média da água  $5\text{ °C}$  inferior à obtida com a bandeja do tipo membrana e com uma taxa de evaporação 55% menor. As previsões do modelo numérico foram comparadas com a base de dados experimentais para cada uma das geometrias consideradas. O modelo superestimou a taxa de evaporação para todos os três casos com desvios máximos de 4,1%, 7,6% e 6,5% respectivamente para as bandejas do tipo membrana, parafuso e convencional. Os autores concluíram que a bandeja do tipo membrana é a única com potencial para proporcionar uma taxa de evaporação suficientemente grande para evitar eventuais transbordamentos.

Wongwises e Anansauwapak (2005) investigaram o processo de evaporação da água de degelo em refrigeradores domésticos. Um modelo matemático baseado nas equações da conservação da massa e energia foi desenvolvido. O aparato experimental consistiu de dois refrigeradores domésticos, ambos com compressores herméticos alternativos e com CFC-12. Bandejas retangulares fabricadas com material plástico rígido transparente não especificado foram instaladas próximas do topo do compressor. As temperaturas da carcaça do compressor e da água no interior da bandeja foram medidas com termopares tipo T enquanto a variação do nível da água foi monitorada com um visor de líquido graduado. Com exceção da instrumentação do compressor e da bandeja de degelo, os refrigeradores foram mantidos nas suas configurações originais. O efeito de quatro parâmetros operacionais (temperatura e umidade relativa do ar, temperatura e massa inicial da água de degelo) e dois parâmetros geométricos (área de troca e comprimento característico da bandeja e do compressor) foram investigados.

Vale ressaltar que nenhum controle ativo foi utilizado para controlar a temperatura, a umidade relativa e a velocidade do ar. Uma correlação para prever a evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor foi derivada a partir da base de dados experimentais. A temperatura ambiente e a velocidade do ar foram consideradas constantes e a transferência de calor entre compressor/bandeja e bandeja/ambiente sendo de natureza apenas convectiva durante as simulações. A temperatura da carcaça do compressor foi utilizada como condição de contorno para o modelo de evaporação, enquanto que a taxa de evaporação foi calculada através da correlação empírica proposta por Bansal e Xie (1998). As previsões do modelo para a temperatura da água apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais enquanto as previsões para a massa total evaporada apresentaram um erro médio de 32,73%. Os autores estudaram também os efeitos das diferentes parcelas que contribuem para a variação do estado termodinâmico da água na bandeja (transferência de calor entre compressor/bandeja, bandeja ambiente e taxa de transferência de calor devido à evaporação). O modelo não levou em consideração o processo de degelo.

## 2.4 COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS

Ao longo das últimas décadas, um grande número de trabalhos foram desenvolvidos com o objetivo de prever o desempenho de compressores alternativos. De maneira geral, os modelos matemáticos disponíveis na literatura diferem entre si de acordo com o nível de discretização do domínio da solução, custo computacional e complexidade da formulação empregada (Sanvezzo, 2012). As principais estratégias de modelagem utilizadas na previsão do desempenho térmico de compressores alternativos podem ser classificadas em três grupos principais: (i) modelos integrais, (ii) modelos diferenciais e (iii) modelos híbridos.

Os modelos integrais se caracterizam pela utilização da formulação integral das equações de conservação aplicadas aos diferentes volumes de controle do domínio. De maneira geral, essa é uma abordagem mais simples e de menor custo computacional. A interação entre os volumes de controle é feita através de analogia elétrica e a troca de calor entre componentes caracterizada através de condutâncias térmicas. O valor das condutâncias pode ser obtido através de correlações específicas disponíveis na literatura (Meyer e Thompson, 1990) ou calibrados empiricamente através de balanços de energia aplicados a cada um dos volumes de controle (Todescat *et al.* 1992; Ooi 2003). A calibração das condutâncias térmicas dos componentes torna o modelo bastante robusto visto que contempla todos os fenômenos de transferência de calor em apenas um coeficiente. Por outro lado, apresenta como desvantagem o fato de não ser um modelo flexível para diferentes tipos de geometria visto que o valor da condutância é fixo. Além disso, exige a realização de experimentos em um compressor instrumentado para obtenção dos dados utilizados na calibração. A aplicação desse tipo de modelo resulta em um sistema linear que pode ser resolvido através de métodos numéricos, tendo como resposta o perfil de temperatura e fluxo de calor em cada volume de controle.

Como uma alternativa aos modelos integrais, os modelos diferenciais são utilizados para prever o desempenho térmico de compressores através da discretização dos domínios da solução. Esses modelos apresentam como principal vantagem a possibilidade da obtenção de uma solução detalhada dos campos de pressão, temperatura e fluxo de calor em cada componente. Por outro lado, apresentam um custo computacional significativo. Diferentes metodologias de simulação foram desenvolvidas nos últimos anos graças à evolução da capacidade

computacional. Modelos de diferenças são resolvidos via CFD (*Computational Fluid Dynamics*) tipicamente através de uma abordagem de volumes finitos (Deschamps, 2010).

Por sua vez, os modelos híbridos podem ser entendidos como a combinação dos modelos integral e diferencial e representam um compromisso entre a precisão e custo computacional. De maneira geral, o modelo híbrido contempla a solução detalhada do campo de temperatura fornecido pelo modelo diferencial com a simplicidade do sistema de equações do modelo integral (Sanvezzo, 2012). Nesse tipo de abordagem, o problema de condução no sólido pode por exemplo ser resolvido através de um modelo discretizado de elementos finitos enquanto o subdomínio do fluido resolvido através da formulação integral (Ribas, 2007). É importante ressaltar que essa abordagem exige a calibração das condutâncias utilizadas na solução do subdomínio que utiliza o modelo integral.

Por fim, modelos simplificados de natureza semi-empírica podem ser utilizados para prever o desempenho de compressores alternativos através do ajuste das curvas de rendimento volumétrico e global. Essa abordagem utiliza os resultados de vazão mássica, potência, capacidade de refrigeração e COP obtidos em testes de calorímetro para um número limitado de condições operacionais. As curvas de rendimento volumétrico e isentrópico são então obtidas através de ajustes polinomiais expressos em função das temperaturas de evaporação, condensação ou da razão de compressão.

Jähnig *et al.* (2000), propuseram uma metodologia semi-empírica para representar o desempenho de compressores herméticos alternativos a partir de dados obtidos em calorímetro. O modelo exige o ajuste de cinco parâmetros (dois para o rendimento volumétrico e três para o rendimento global). De acordo com o modelo proposto, o rendimento volumétrico pode ser expresso em função da fração de volume morto, perda de carga na válvula de sucção e coeficiente isentrópico. Por sua vez, o rendimento global pode ser expresso através de uma função exponencial da pressão de evaporação e de outros três parâmetros. Compressores de três fabricantes distintos foram testados por dez instituições independentes. No total, 272 pontos experimentais foram obtidos. Parte dos dados foi utilizada para a regressão dos parâmetros empíricos enquanto o restante foi utilizado para validação do modelo proposto. As previsões do modelo para vazão mássica e potência se mantiveram dentro de uma faixa de erro de  $\pm 5,0\%$  em todos os casos. Além disso, as linhas de tendência apresentaram resultado satisfatório para extrapolações de até  $\pm 10^\circ\text{C}$  nas pressões de condensação e evaporação. Entretanto, deve-se

ressaltar que as curvas de rendimento volumétrico e global não captam a variação da frequência de operação do compressor.

Hermes (2006) apresentou um modelo matemático semi-empírico para prever a vazão mássica, a potência e a temperatura de descarga de compressores herméticos alternativos. Uma base de dados experimentais foi obtida em um calorímetro de ciclo quente e os resultados utilizados para ajustar os parâmetros empíricos. O modelo prevê a taxa de variação da temperatura da carcaça do compressor a partir da equação da energia aplicada ao volume de controle do compressor, que pode ser expressa em termos da vazão mássica de refrigerante, entalpia nos passadores de sucção e descarga, potência de compressão e da taxa de transferência de calor entre o compressor e o ar ambiente. A capacidade térmica do compressor foi obtida através do somatório das capacidades térmicas individuais dos componentes. A vazão mássica de refrigerante foi calculada em função da geometria e frequência de operação do compressor e do volume específico do refrigerante no passador de sucção. O rendimento volumétrico foi expresso em função da fração de volume morto, razão de compressão e coeficiente isentrópico e ajustado em função dos dados experimentais. Vale notar que o modelo considera a presença de óleo na carcaça do compressor. Dessa forma, a vazão mássica de refrigerante desprendida ou absorvida pelo óleo foi expressa em termos da solubilidade obtida em função da pressão e temperatura da carcaça. Por sua vez, a potência de compressão foi obtida multiplicando-se a vazão mássica de refrigerante pelo trabalho específico de compressão isentrópica, sendo o produto dividido pelo rendimento global. Em adição, uma expressão para o coeficiente global de transferência de calor entre o compressor e o ambiente foi obtida através dos dados experimentais e expressa em função da pressão de evaporação. Finalmente, uma curva de efetividade de troca de calor foi utilizada para obter a temperatura do refrigerante no passador de descarga. As previsões do modelo se mantiveram dentro de uma faixa de  $\pm 10\%$  para vazão mássica e potência e de  $\pm 2,0^\circ\text{C}$  para a temperatura no passador de descarga.

Li (2012) propôs um modelo matemático semi-empírico para calcular a vazão mássica, a potência e a temperatura de descarga de compressores herméticos alternativos. A vazão mássica de refrigerante foi calculada com base no deslocamento volumétrico de cada compressor e na curva de rendimento volumétrico correspondente. O rendimento volumétrico, por sua vez, foi expresso em termos da fração de volume morto, da razão de compressão e de um termo de perda de carga na linha de sucção. O rendimento global do compressor foi expresso em função das pressões de sucção e descarga e de três parâmetros de ajuste. As



curvas de rendimento volumétrico e global são ambas expressas de forma independente da frequência de operação do compressor. Os parâmetros empíricos foram ajustados com dados disponíveis na literatura e a temperatura de descarga foi determinada através de um ajuste linear da razão de compressão. De maneira geral, o modelo apresentou uma boa concordância em relação aos resultados experimentais com erros menores que 5,0 % para a vazão mássica, potência e temperatura de descarga.

Li (2013) propôs um modelo matemático semi-empírico para prever a vazão mássica e a potência de compressores de velocidade variável. O autor observou que para alguns compressores, as curvas de rendimento normalizado – razão entre o rendimento em uma determinada rotação e o rendimento avaliado na rotação de referência – são independentes da razão de compressão e podem ser expressas por um polinômio de segunda ordem que utiliza a frequência de operação normalizada como variável independente. O modelo de Li (2012) foi utilizado para computar a vazão mássica, a potência e a temperatura de descarga do compressor, utilizando curvas de rendimento baseados na frequência de operação de referência. Dados experimentais disponíveis na literatura, com frequências de operação variando entre 30 e 120 Hz foram utilizados para ajustar os parâmetros empíricos necessários ao modelo. Três tipos de compressores de grande capacidade (vazão mássica acima de 25 kg/h) e dois tipos de refrigerante foram avaliados: pistão rolante (CFC-22), *scroll* (HFC-134a) e alternativo (HFC-134a). As previsões do modelo para o compressor alternativo apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais, se mantendo dentro de uma faixa de erro de  $\pm 4\%$  para a vazão mássica e potência e de  $\pm 4^\circ\text{C}$  para a temperatura de descarga.

Borges (2013) utilizou um modelo matemático semi-empírico para prever a vazão mássica e a potência de um compressor hermético alternativo, com 6,76 cm<sup>3</sup> de deslocamento volumétrico que utiliza HFC-134a como fluido refrigerante. A vazão mássica e a potência foram obtidas com base nas curvas de rendimento volumétrico e global. O autor considerou que o rendimento global e o rendimento volumétrico dependem linearmente da razão de compressão. Um coeficiente global de transferência de calor entre o compressor e ar ambiente foi obtido a partir dos resultados experimentais e expresso em função da temperatura do ar. As previsões do modelo apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais com erros inferiores a 5,0% para os valores médios de vazão mássica e potência.

Knabben e Melo (2014) propuseram um modelo semi-empírico para as curvas de rendimento volumétrico e global de compressores

herméticos alternativos de velocidade variável. Cada curva é expressa como um polinômio cúbico bi-variável escrito em função das razões de compressão e rotação. No total, nove parâmetros empíricos são necessários para o ajuste de cada curva de eficiência. O modelo apresenta a vantagem de utilizar a mesma relação funcional para ambas as curvas de rendimento, o que facilita a sua utilização durante exercícios de simulação numérica.

## 2.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Esse capítulo revisou alguns dos principais trabalhos com foco no processo de evaporação em bandejas de degelo e em estratégias de modelagem de compressores herméticos alternativos.

Constatou-se que modelos matemáticos de natureza semi-empírica, baseados nas equações da conservação da massa e energia, são comumente utilizados para avaliar o desempenho de bandejas de degelo. Uma correlação empírica unificada, desenvolvida especificamente para avaliar a taxa de evaporação em pequenas superfícies e baixas velocidades, foi avaliada e validada por diferentes autores.

Observou-se também a carência de uma base de dados experimentais obtida em uma ampla faixa de condições ambientais e operacionais. Os trabalhos experimentais disponíveis na literatura são limitados e sem controle ativo das principais variáveis.

Além disso, constatou-se que os modelos disponíveis para prever a taxa de evaporação em bandejas de degelo não contemplam o acoplamento entre o compressor e a bandeja; tais modelos tratam a temperatura da carcaça do compressor de forma empírica e independente da taxa de evaporação. De forma semelhante, as estratégias típicas de modelagem de compressores herméticos alternativos consideram apenas a transferência de calor entre o compressor e o ar ambiente, não levando em consideração a influência da água na bandeja. São essas limitações que motivaram a realização deste trabalho.

## **3 TRABALHO EXPERIMENTAL**

---

### **3.1 INTRODUÇÃO**

O acúmulo e a evaporação da água de degelo dependem de um conjunto de fatores relacionados ao compressor, ao sistema de refrigeração, à bandeja de degelo e às condições ambientais nas quais o sistema está inserido. A taxa de acúmulo de geada pode chegar a dezenas de gramas por hora, dependendo do nível de umidade relativa do ar ambiente e da presença ou não de abertura de portas (Borges, 2013).

Na revisão bibliográfica constatou-se a necessidade de desenvolvimento de uma metodologia eficaz para analisar o comportamento de sistemas que se propõem a eliminar a água proveniente do processo de degelo.

Atualmente, os fabricantes de refrigeradores utilizam procedimentos internos específicos para identificar se seus produtos são susceptíveis ao transbordamento. Esses testes são tipicamente demorados, dispendiosos e os resultados não podem ser generalizados.

Nesse trabalho optou-se pelo desenvolvimento de uma bancada experimental versátil capaz de reproduzir condições típicas de operação de refrigeradores domésticos em uma ampla faixa de condições ambientais. Essa abordagem, única na literatura, tem por objetivo acelerar a validação ou reprovação da estratégia adotada na evaporação da água de degelo e auxiliar no desenvolvimento de soluções mais eficientes.

Deve-se ainda ressaltar que o aparato experimental pode ser utilizado para derivar os parâmetros empíricos necessários ao modelo matemático e também para gerar uma base de dados experimentais necessária ao exercício de validação numérica.

A Figura 3.1 apresenta uma visão geral do aparato experimental empregado nesse trabalho.

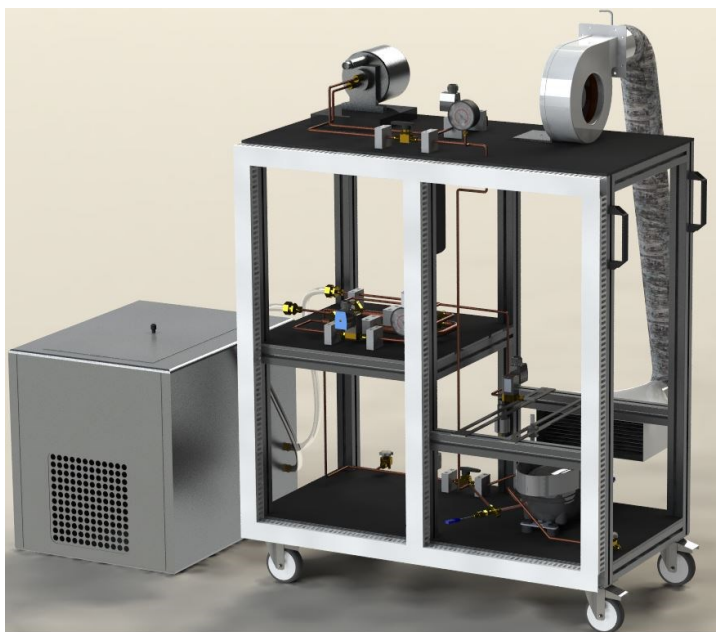


Figura 3.1 – Aparato experimental para avaliação da taxa de evaporação em bandejas de degelo

### 3.2 ABORDAGEM EXPERIMENTAL

O trabalho experimental foi realizado com o auxílio de uma bancada de testes projetada e construída especificamente para este estudo (Figura 3.2). Durante os ensaios realizados procurou-se avaliar o comportamento das seguintes variáveis:

- i) Taxa de evaporação
- ii) Temperatura da água contida na bandeja
- iii) Temperatura característica da carcaça do compressor

O aparato experimental é essencialmente um calorímetro de ciclo quente, capaz de medir e controlar as seguintes variáveis (pressão nos passadores de sucção e descarga, temperatura nos passadores de sucção e descarga, vazão mássica de fluido refrigerante, potência, frequência, período e fração de funcionamento do compressor).

Tal aparato experimental foi montado no interior de uma câmara climática, com controle da temperatura e da umidade relativa do ar. Os testes foram realizados nas seguintes condições:  $25,0^{\circ}\text{C} < T_{amb} < 35,0^{\circ}\text{C}$ ,  $45\% < \phi_{amb} < 85\%$  e  $0,25 < V_{ar} < 3,00 \text{ m/s}$ .

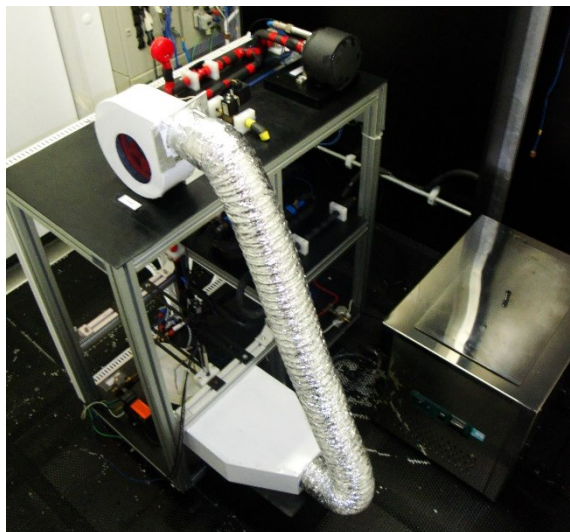


Figura 3.2 – Aparato experimental

As quatro amostras de bandejas testadas foram fabricadas através da técnica SLS (*Selective Laser Sintering*) e classificadas como bandejas do tipo convencional e bandejas do tipo membrana. As bandejas do tipo convencional são fabricadas em uma única estrutura rígida com paredes de 2,00 mm de espessura enquanto as bandejas do tipo membrana contam com uma interface flexível de 0,2 mm na região de contato com a tampa do compressor. Para cada tipo de bandeja, dois fatores de cobertura (fração da área total da tampa do compressor em contato com a bandeja) foram testados. Uma metodologia estatística conhecida como planejamento fatorial (Box *et al.*, 2005) foi utilizada na elaboração do plano de testes.

Os testes foram realizados em duas temperaturas ambientes. Para cada temperatura, umidade relativa, velocidade do ar, fator de cobertura e tipo de bandeja foram avaliados em 2 níveis, totalizando 32 ensaios. Os experimentos foram realizados em regime transiente periódico de 12 horas, utilizando um compressor hermético alternativo que utiliza HC-600a como fluido de trabalho. As variáveis de interesse foram controladas

remotamente através de um programa de aquisição e monitoramento de dados desenvolvido exclusivamente para essa atividade. Maiores detalhes a respeito do trabalho experimental serão apresentados nas próximas seções.

### 3.3 BANCADA DE TESTES

A bancada de testes (calorímetro) opera totalmente na região de vapor superaquecido. Através desse aparato pode-se controlar simultânea e independentemente os seguintes parâmetros: razão de compressão, temperatura de sucção, frequência, período e fração de funcionamento do compressor. A Figura 3.3 mostra um esquema da bancada de testes, com os detalhes dos subsistemas de refrigeração, controle e alimentação da seção de testes.

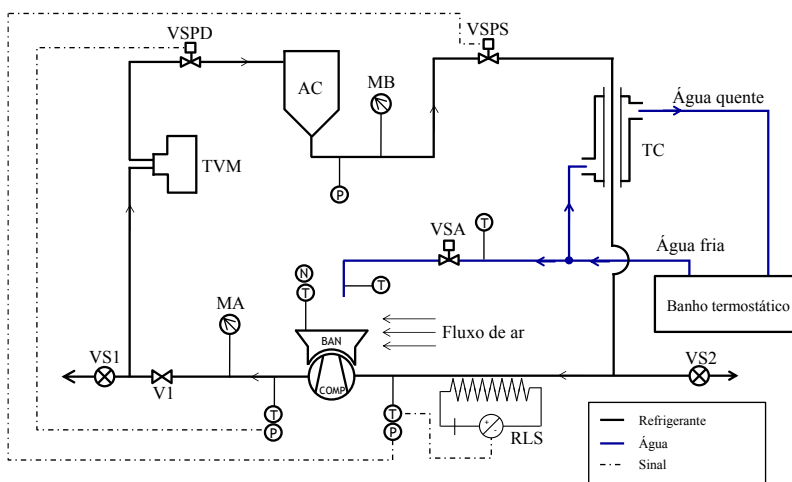


Figura 3.3 – Esquema do aparato experimental

O fluido refrigerante é comprimido por um compressor hermético alternativo de velocidade variável, com  $5,19 \text{ cm}^3$  de deslocamento volumétrico (COMP), que é controlado remotamente por um sistema de monitoramento e aquisição de dados. A pressão nos passadores de sucção e descarga foi medida por transdutores de pressão absoluta, com incerteza de medição de  $\pm 900 \text{ Pa}$  e  $\pm 650 \text{ Pa}$ . De forma semelhante, a temperatura nos passadores de sucção e descarga foi medida por termopares de imersão do tipo T, com incerteza de medição de  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ . A Figura 3.4

mostra detalhes da instrumentação de pressão e temperatura nos passadores de sucção e descarga.

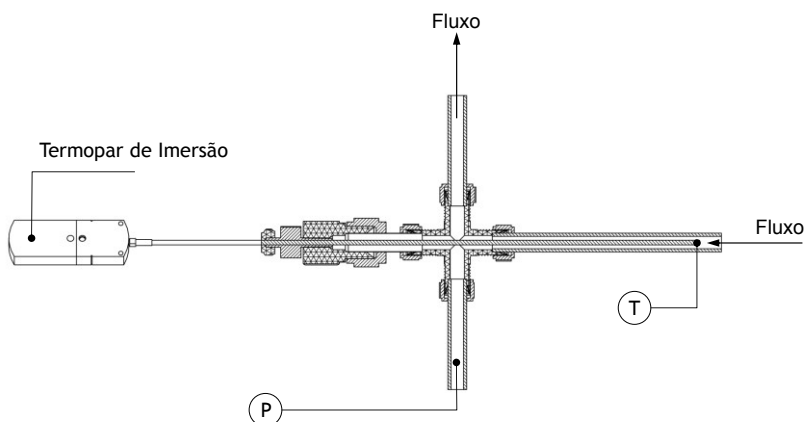


Figura 3.4 – Medição de pressão e temperatura nos passadores de sucção e descarga

A vazão mássica de refrigerante foi medida por um transdutor de vazão (TVM) do tipo Coriolis com incerteza de medição de  $\pm 0,06$  kg/h, instalado na linha de descarga do compressor. Resistências elétricas foram instaladas na linha de alta pressão para evitar problemas de condensação e assim garantir as leituras do transdutor.

As pressões nos lados de alta e baixa pressão foram controladas por duas válvulas solenoides proporcionais (VSPS e VSPD), acionadas por um sinal de tensão entre 0 e 10 V. A unidade eletrônica de controle converte o sinal de tensão em um sinal PWM (*Pulse Width Modulated*) de alta frequência.

Como consequência, uma corrente elétrica média ( $I$ ), resultante da modulação da largura de pulso da tensão de alimentação da bobina ( $U$ ), é atribuída a cada sinal de controle. O campo magnético resultante promove o movimento contínuo de uma palheta metálica que faz o papel de obturador da válvula, possibilitando assim uma abertura proporcional à variação da corrente da bobina, como ilustrado na Figura 3.5. O sinal de controle é enviado por uma placa de conversão analógico-digital cuja amplitude do sinal de saída é determinada por uma estratégia de controle que será apresentada em maiores detalhes no Apêndice B.

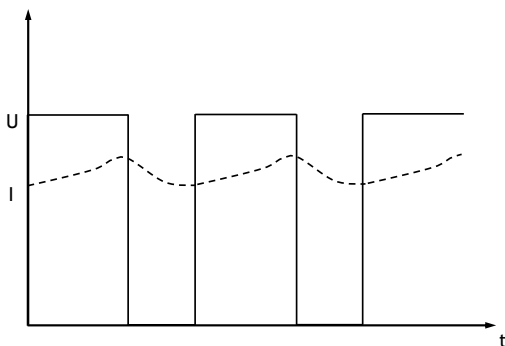


Figura 3.5 – Acionamento da válvula solenoide proporcional

O fluido refrigerante à baixa pressão é resfriado em um trocador de calor contracorrente, por onde circula água proveniente de um banho termostático, e posteriormente aquecido por uma resistência elétrica como forma de controlar a temperatura na sucção do compressor. A potência da resistência elétrica varia de acordo com a leitura do termopar de imersão que é utilizado como sinal de realimentação (Figura 3.4).

O banho termostático foi também utilizado para fornecer água fria à bandeja de degelo (BAN), sob o controle de uma válvula solenoide (VSA) acionada remotamente através do envio de um sinal de comando em malha aberta com o auxílio da placa de conversão analógico-digital.

A bancada possui ainda duas válvulas de serviço (VS1 e VS2) utilizadas para manutenção, carga e descarga de refrigerante.





A temperatura da água foi medida por quatro termopares como ilustrado na Figura 3.8. Os termopares foram distribuídos simetricamente em relação à tampa do compressor e foram mantidos a aproximadamente 10 mm do fundo da bandeja.

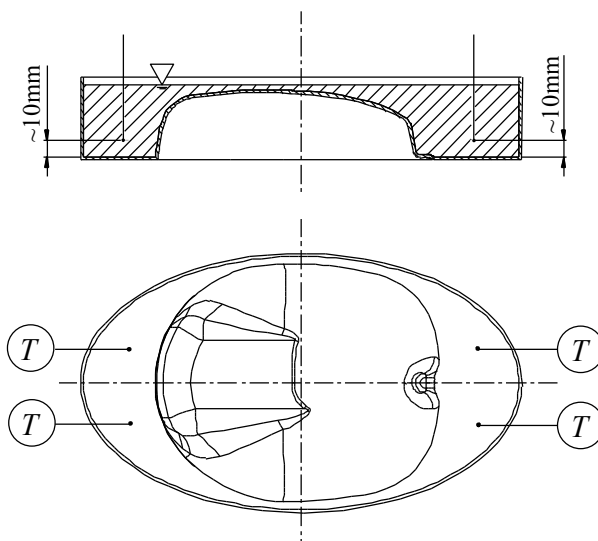


Figura 3.8 – Medição da temperatura da água na bandeja

O fluxo de ar, paralelo em relação à superfície livre da bandeja, foi mantido por um ventilador centrífugo de rotação variável controlado remotamente. A velocidade do ar foi medida de antemão por seis anemômetros distribuídos diagonalmente ao longo da superfície livre da bandeja, suportados por uma placa plana (Figura 3.9).

Uma curva correlacionando a tensão de alimentação do ventilador e a velocidade média do ar sobre a bandeja foi obtida e utilizada durante os testes (ver Apêndice A).

A umidade relativa e a temperatura do fluxo de ar sobre a seção de testes foram monitoradas por transdutores com incerteza de medição de respectivamente  $\pm 1,7\%$  e  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ , como ilustrado na Figura 3.9.

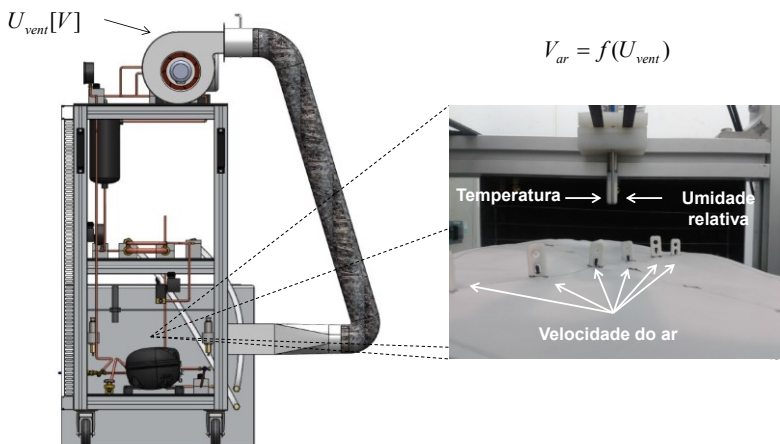


Figura 3.9 – Sistema de medição do escoamento de ar sobre a bandeja

Um sensor ultrassônico, com incerteza de medição de 0,2 mm, foi utilizado para medir a variação do nível da água no interior da bandeja (Figura 3.10). Esse sensor funciona baseado na emissão de uma onda de alta frequência de aproximadamente 80 kHz, que se propaga com a velocidade do som. Quando a onda encontra um objeto, ela é refletida e a onda resultante é captada pelo sensor.

O sensor fornece um sinal de saída em tensão entre 0 e 10 V, proporcional a sua faixa de operação. Nesse estudo, utilizou-se uma faixa de 50 a 350 mm (os 50 mm iniciais são chamados de zona cega). Maiores detalhes sobre o processo de calibração do sensor de nível podem ser encontrados no Apêndice C.

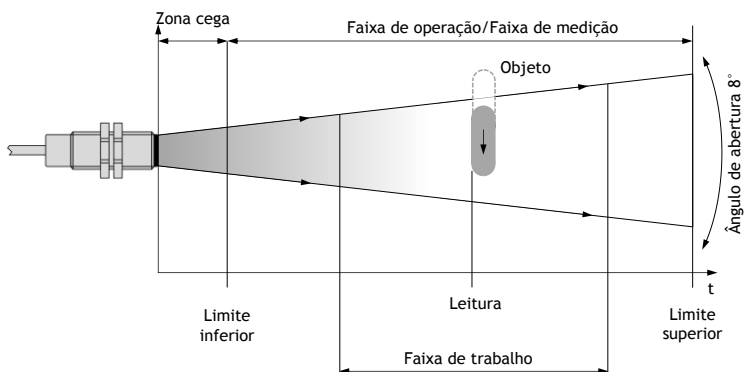


Figura 3.10 – Sistema de medição de nível

Uma curva de calibração, correlacionando nível com massa de água, foi então obtida para cada bandeja. Para tanto, as amostras foram instaladas e fixadas no topo do compressor e alinhadas com um nível circular. Em seguida, água foi adicionada gradativamente na bandeja até o seu preenchimento total. Um polinômio de sexto grau foi então obtido a partir de nove pontos experimentais.

A Figura 3.11 mostra a curva de calibração de uma das bandejas, juntamente com os pontos utilizados no processo de ajuste e os pontos utilizados para validação. O processo de calibração das quatro bandejas é explicado em detalhes no Apêndice D.

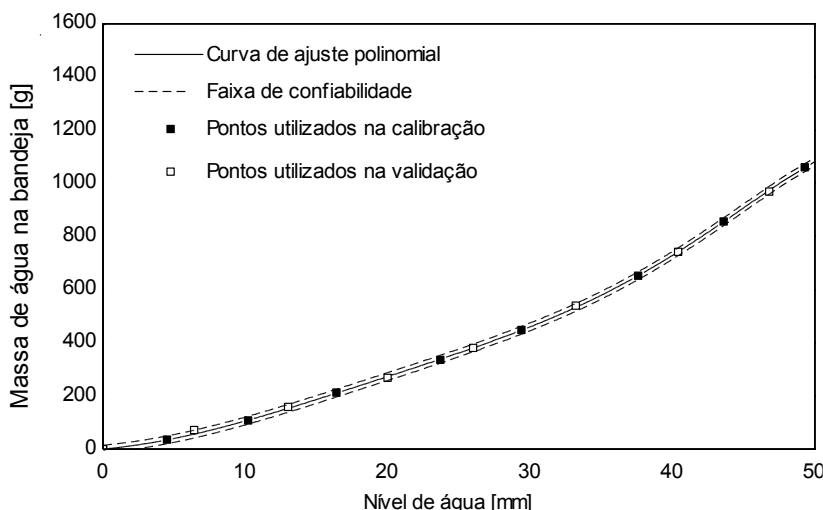


Figura 3.11 – Exemplo da curva de calibração da bandeja

Um sistema de aquisição e monitoramento de dados modelo Agilent DAQ A34980 foi utilizado para medir e controlar as variáveis de interesse durante os experimentos.

### 3.5 AMOSTRAS

No total, foram utilizadas quatro amostras de bandejas durante esse trabalho, divididas em dois grupos e classificadas como bandejas convencionais e bandejas com membrana. Com isso procurou-se estudar

a influência da resistência térmica e da área efetiva de contato entre o compressor e a bandeja sobre a taxa de evaporação.

As amostras foram fabricadas em uma única estrutura rígida de material polimérico com paredes de 2,00 mm de espessura. Para as bandejas do tipo membrana, a parede rígida na interface entre compressor e a água foi substituída por uma membrana flexível de PVC (policloreto de vinila) de 0,20 mm de espessura. Todas as amostras foram fabricadas em poliamida de alta densidade (PA-12) por prototipagem rápida através da técnica SLS (*Selective Laser Sintering*).

As bandejas são classificadas geometricamente através dos seguintes parâmetros: área da superfície livre, área lateral, área efetiva de contato, área do anel inferior, espessura da parede rígida, espessura da interface.

A Figura 3.12 mostra detalhes da geometria das bandejas. A área da superfície livre,  $A_{sup, livre}$  [m<sup>2</sup>], corresponde a área disponível para transferência de massa e é equivalente à área de uma elipse formada pelo eixo transversal  $a = 160$  mm e longitudinal  $b = 276$  mm (Figura 3.12a). Por sua vez, a área lateral  $A_{lat}$  [m<sup>2</sup>], correspondente ao perímetro total da elipse multiplicado pela altura da bandeja  $h = 52$  mm (Figura 3.12b). A área da superfície livre e a área lateral são as mesmas para todas as bandejas.

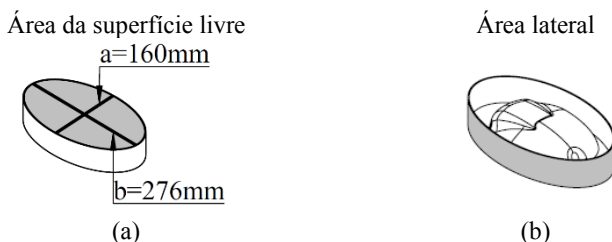


Figura 3.12 – Área da superfície livre e área lateral

A área efetiva de contato,  $A_{efc}$  [m<sup>2</sup>], representa a parcela da área total da superfície do topo do compressor que está efetivamente em contato com a bandeja (Figura 3.13). Essa área é expressa em função do coeficiente de fração de cobertura que pode ser definido como:

$$F_c = \frac{A_{efc}}{A_{tampa}} \quad (3.1)$$

onde  $A_{tampa}$  [m<sup>2</sup>] é a área total da tampa do compressor e  $F_c$  é o coeficiente de fração de cobertura [m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>].

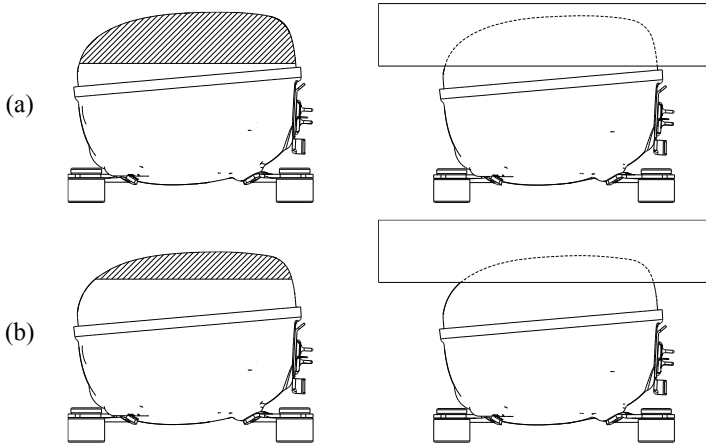


Figura 3.13 – Fator de cobertura da tampa do compressor: (a)  $F_c = 0,84$ , e (b)  $F_c = 0,53$

A Figura 3.14 mostra a área efetiva de contato e a área do anel inferior de uma das amostras do tipo convencional, com fator de cobertura  $F_c = 0,84$ . Tanto a área efetiva de contato quanto a área do anel inferior variaram de acordo com o fator de cobertura, mas foram consideradas idênticas para bandejas com e sem membrana.

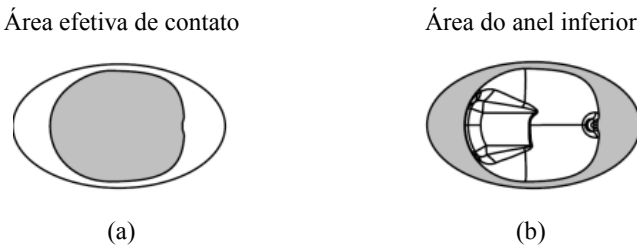


Figura 3.14 – Área efetiva de contato e área do anel inferior

A Tabela 3.1 apresenta os valores correspondentes para cada uma das quatro amostras utilizadas nesse trabalho. Os valores apresentados têm como referência a área da tampa de um compressor hermético alternativo modelo Embraco VESD 5C ( $A_{tampa} = 0,03741 \text{ m}^2$ ).

Tabela 3.1 – Geometria das amostras utilizadas

Bandeja	$A_{sup,livre}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_{lat}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_{efc}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_{anel}$ [m <sup>2</sup> ]	$\delta_{parede}$ [mm]	$\delta_{int}$ [mm]
1	0,03469	0,03691	0,03142	0,01443	2,0	2,0
2	0,03469	0,03691	0,03142	0,01443	2,0	0,2
3	0,03469	0,03691	0,01983	0,01893	2,0	2,0
4	0,03469	0,03691	0,01983	0,01893	2,0	0,2

A Figura 3.15 compara o modelo em CAD e o protótipo obtido para as amostras com fator de cobertura  $F_c = 0,53$  (Figura 3.15a) e  $F_c = 0,84$  (Figura 3.15b). A Figura 3.16, por sua vez, compara amostras sem (Figura 3.16a) e com membrana (Figura 3.16b).



Figura 3.15 – Amostras utilizadas: (a) amostra 3 ( $F_c = 0,53$ ) e (b) amostra 1 ( $F_c = 0,84$ )



Figura 3.16 – Amostras utilizadas: (a) convencional e (b) membrana

### 3.6 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS

Durante os ensaios procurou-se reproduzir condições típicas de operação de um sistema doméstico de refrigeração. Para isso, foram consideradas as condições operacionais do compressor (frequência, período e fração de funcionamento), do processo de degelo (massa, periodicidade e duração do processo de degelo) e as condições ambientais (temperatura, umidade relativa e velocidade do ar).

Juntando todos os itens supracitados com os parâmetros geométricos da bandeja fica evidente a dificuldade de definir as condições de contorno do problema, o que exigiu algumas simplificações que serão explicadas a seguir.

#### 3.6.1 Condições ambientais

Os experimentos foram realizados em uma câmara de testes, com controle de temperatura (18°C a 43°C), umidade relativa (30 a 95%) e com velocidade do ar não excedendo 0,25 m/s.

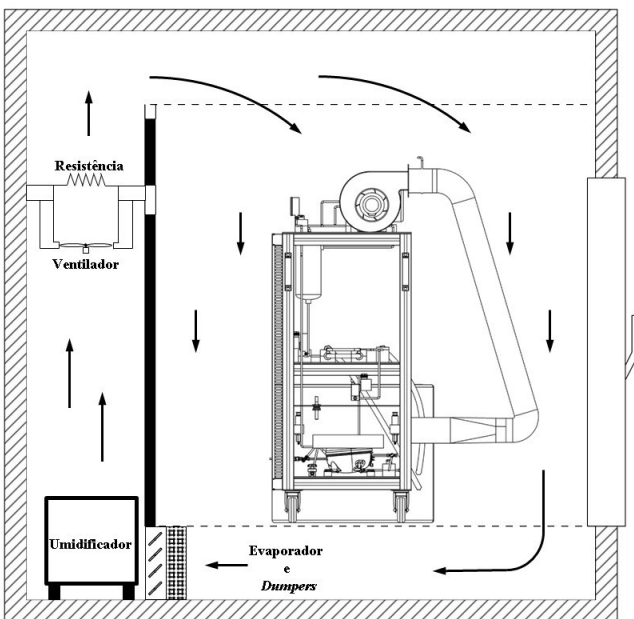


Figura 3.17 – Câmara de testes (adaptado de Boeng, 2012)



Durante os experimentos a temperatura ambiente e a umidade relativa foram variadas dentro das seguintes faixas:  $25,0^{\circ}\text{C} < T_{amb} < 35,0^{\circ}\text{C}$  e  $45\% < \phi_{amb} < 85\%$ .

### 3.6.2 Condições operacionais

As condições de operação do compressor (frequência, período e fração de funcionamento) e do ventilador (velocidade do ar) também foram controladas durante os experimentos.

A frequência de operação do compressor foi mantida fixa em 50 Hz. Período e fração de funcionamento foram variados de acordo com a temperatura ambiente, como indicado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Período e fração de funcionamento do compressor

Temperatura ambiente	25,0°C	35,0°C
Período, $\bar{P}$ [s]	3600	5400
Fração de funcionamento, $\bar{\tau}$ [-]	0,50	0,75

As pressões nos passadores de sucção e descarga foram definidas em função das temperaturas de operação dos trocadores. Por sua vez, a temperatura de saturação nos trocadores foi expressa em termos de uma temperatura de referência (temperatura ambiente para a pressão de condensação e temperatura do *freezer* para a pressão de evaporação) e de uma diferença de temperatura característica atribuída a cada trocador, conforme mostram as equações abaixo:

$$p_{desc} = p_{sat}(T_{amb} + \Delta T_{cond}) \quad (3.2)$$

$$p_{suc} = p_{sat}(T_{freezer} - \Delta T_{evap}) \quad (3.3)$$

onde  $p_{desc}$  [Pa] é a pressão no lado de alta,  $p_{suc}$  [Pa] a pressão no lado de baixa,  $\Delta T_{cond} = 10^{\circ}\text{C}$  a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura ambiente,  $\Delta T_{evap} = 7^{\circ}\text{C}$  a diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura do compartimento do freezer ( $T_{freezer} = -18^{\circ}\text{C}$ ). Além disso, em todos os testes, manteve-se a temperatura na sucção do compressor igual a temperatura ambiente.

A Figura 3.18 mostra os pontos de operação do calorímetro de ciclo quente em um diagrama  $\log p$ - $h$ .

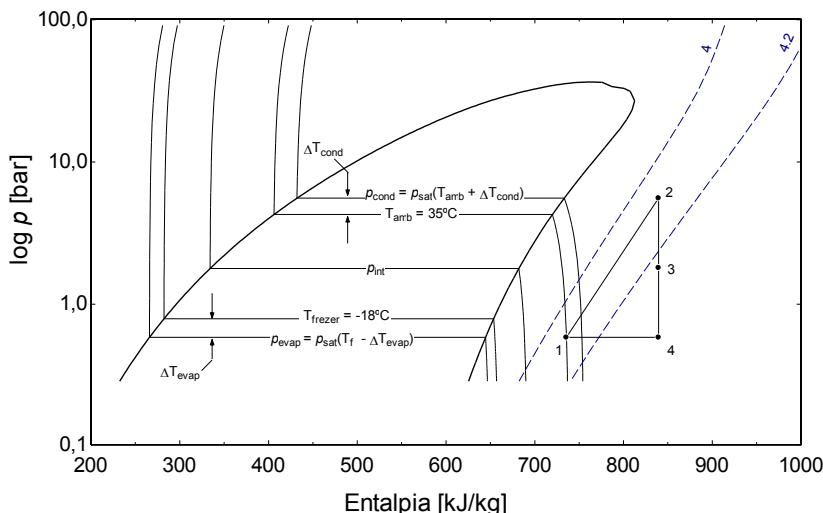


Figura 3.18 – Condições de operação do calorímetro de ciclo quente ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ )

Deve-se ainda mencionar que a velocidade do ar sobre a superfície livre da bandeja foi variada entre  $0,25 < V_{ar} < 3,00 \text{ m/s}$ .

### 3.6.3 Processo de degelo

A massa de geada que acumula na superfície do evaporador em um determinado intervalo de tempo depende de uma série de fatores relacionados ao sistema de refrigeração (por exemplo, volume dos compartimentos, área do evaporador, temperatura de evaporação, nível de infiltração de ar úmido através das gaxetas). Ainda, a taxa de formação de geada também é influenciada pelas condições ambientais (temperatura e umidade relativa) e pelo padrão de uso do refrigerador (frequência de abertura de portas). Por esse motivo, é bastante difícil definir um valor característico para a massa de água a ser adicionada à bandeja durante a reprodução do processo de degelo pelo aparato experimental.

De forma semelhante, também é difícil definir um valor característico para a duração do processo de degelo,  $t_{deg}$ , e para o intervalo de tempo entre degelos,  $\Delta t_{deg}$ , visto que esses valores dependem fortemente da estratégia de controle utilizada pelo fabricante do refrigerador para a lógica de acionamento das resistências de degelo (tempo de operação do compressor ou degelo adaptativo, por exemplo).

Borges (2013) mostra que a taxa de formação de geada em um refrigerador *frost-free* do tipo *top mount* de 439 litros pode variar de aproximadamente 0,9 g/h ( $T_{amb} = 25,0^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 40,6\%$ , sem abertura de portas) até aproximadamente 23,0 g/h ( $T_{amb} = 38,0^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 74,8\%$ , com abertura de portas). Ainda, a duração do processo de degelo assim como o intervalo entre degelos foram de respectivamente 13,9 min e 20,3 h para a primeira condição e 17,8 min e 13,26 h para a segunda.

Diante do exposto, assumiu-se que o processo de degelo pode ser reproduzido através da adição de 100 g de água ( $M_{deg}$ ) no tempo  $\Delta t_{deg} = 5,67$  h. O dispositivo de controle foi ajustado para que essa massa fosse adicionada à bandeja em aproximadamente  $t_{deg} = 800$  s. Devido a problemas como transferência de calor na linha, transferência de calor na válvula e acúmulo de água na tubulação, a temperatura média do escoamento de água para a bandeja foi de aproximadamente  $T_{deg} = 12^{\circ}\text{C}$ , valor esse superior ao valor usual de aproximadamente  $5^{\circ}\text{C}$  (Bansal e Xie, 2000), porém com pouco efeito sobre o processo de evaporação (Ries, 2013).

### 3.6.4 Planejamento dos experimentos

Um método estatístico conhecido como planejamento fatorial (Box *et al.*, 2005) foi utilizado para a obtenção da matriz de testes. Duas variáveis geométricas (tipo de bandeja e fator de cobertura), uma variável operacional (velocidade do ar) e duas condições ambientais (temperatura e umidade relativa ambiente) foram escolhidas como variáveis independentes e avaliadas entre dois níveis, inferior (-) e superior (+). A Tabela 3.3 mostra os valores atribuídos a cada uma das variáveis. Vale ressaltar que a faixa de valores atribuída a cada uma das variáveis foi definida de forma a contemplar a maioria das condições típicas de aplicação de bandejas de degelo em refrigeradores domésticos.

Tabela 3.3 – Parâmetros do planejamento fatorial

Variável	(-)	(+)	Unidade
Tipo de bandeja	Membrana	Convencional	-
Fator de cobertura	0,53	0,84	-
Velocidade do ar	0,25	3,00	m/s
Umidade relativa ambiente	45	85	%
Temperatura ambiente	25,0	35,0	$^{\circ}\text{C}$

As Tabela 3.4 e 3.5 mostram o planejamento dos experimentos para cada uma das temperaturas ambiente consideradas.

Tabela 3.4 – Planejamento dos experimentos ( $T_{amb} = 25,0^{\circ}\text{C}$ )

Teste	Amostra	Bandeja	$F_c[-]$	$V_{ar}[\text{m/s}]$	$\Phi_{amb}[\%]$
1	1	Convencional	0,84	3,00	45
2		Convencional	0,84	3,00	85
3		Convencional	0,84	0,25	45
4		Convencional	0,84	0,25	85
5	2	Membrana	0,84	3,00	45
6		Membrana	0,84	3,00	85
7		Membrana	0,84	0,25	45
8		Membrana	0,84	0,25	85
9	3	Convencional	0,53	3,00	45
10		Convencional	0,53	3,00	85
11		Convencional	0,53	0,25	45
12		Convencional	0,53	0,25	85
13	4	Membrana	0,53	3,00	45
14		Membrana	0,53	3,00	85
15		Membrana	0,53	0,25	45
16		Membrana	0,53	0,25	85

Tabela 3.5 – Planejamento dos experimentos ( $T_{amb} = 35,0^{\circ}\text{C}$ )

Teste	Amostra	Bandeja	$F_c[-]$	$V_{ar}[\text{m/s}]$	$\Phi_{amb}[\%]$
17	1	Convencional	0,84	3,00	45
18		Convencional	0,84	3,00	85
19		Convencional	0,84	0,25	45
20		Convencional	0,84	0,25	85
21	2	Membrana	0,84	3,00	45
22		Membrana	0,84	3,00	85
23		Membrana	0,84	0,25	45
24		Membrana	0,84	0,25	85
25	3	Convencional	0,53	3,00	45
26		Convencional	0,53	3,00	85
27		Convencional	0,53	0,25	45
28		Convencional	0,53	0,25	85
29	4	Membrana	0,53	3,00	45
30		Membrana	0,53	3,00	85
31		Membrana	0,53	0,25	45
32		Membrana	0,53	0,25	85

### 3.7 PROCEDIMENTO DE TESTE

Antes dos experimentos, a bancada de testes foi carregada com nitrogênio para identificar eventuais vazamentos a serem corrigidos. Em seguida o sistema foi evacuado e carregado com aproximadamente 40 g de HC-600a.

Antes de cada teste, deve-se primeiramente ajustar a temperatura e a umidade relativa do ar no interior da câmara de testes. Em seguida deve-se ajustar a temperatura do banho termostático.

A bandeja a ser testada deve ser então instalada no topo do compressor instrumentado. As bandejas do tipo convencional foram fixadas à superfície do compressor com o auxílio de uma fita dupla-face de aproximadamente 2,00 mm de espessura e posteriormente niveladas com um nível circular. Para as bandejas do tipo membrana a fita dupla-face não foi necessária.

A indicação do sensor de nível deve então ser utilizada para “zerar” a bandeja de acordo com o procedimento especificado no Apêndice C. Na sequência, adiciona-se uma massa inicial de água ( $M_{\text{água},o} = 800,0 \text{ g}$ ) à bandeja e aguarda-se o regime permanente, antes de iniciar o teste.

O regime permanente foi identificado através do método apresentado por Da Silva (2008), que estabelece as seguintes condições:

$$DP_a < DP_{máx} \quad (3.4)$$

$$|y_t - y_o| < 3 \cdot DP_a \quad (3.5)$$

onde  $DP_a$  representa o desvio padrão de uma amostra de 600 pontos (correspondente a 30 minutos de gravação com uma taxa de aquisição de 3 s),  $DP_{máx}$  é o máximo desvio padrão aceitável para cada variável e  $y_o$  e  $y_t$  são, respectivamente, os valores da variável no início e no final do intervalo, calculados a partir de um ajuste linear em função do tempo. A Figura 3.19 mostra uma representação esquemática do critério adotado para o regime permanente.

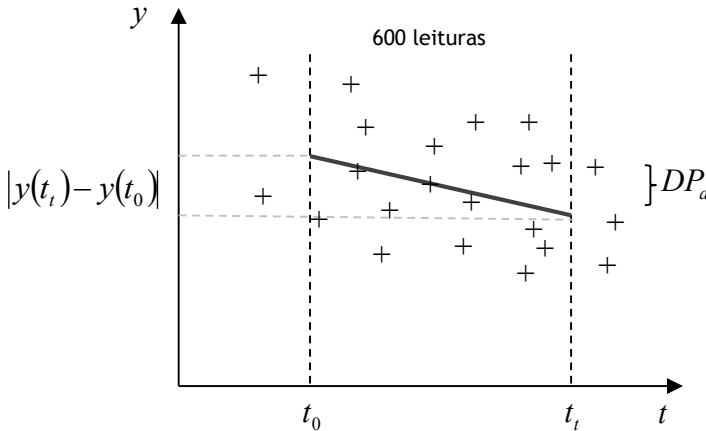


Figura 3.19 – Representação gráfica do critério de regime permanente (adaptado de: Da Silva, 2008)

Os valores de  $DP_{máx}$  para cada uma das quatro variáveis de controle são apresentados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Desvio padrão máximo das variáveis de controle

Variável de Controle	DP <sub>máx</sub>
Temperatura Ambiente, $T_{amb}$ [°C]	0,2
Umidade Relativa, $\phi_{amb}$ [%]	1,7
Temperatura média do compressor, $T_c$ [°C]	0,2
Temperatura média da água na bandeja, $T_{água}$ [°C]	0,2

### 3.7.1 Procedimento de partida

Uma vez atingido o regime permanente, pode-se então iniciar os procedimentos para a partida da bancada. Primeiramente, deve-se corrigir a massa de água contida na bandeja para compensar a perda durante o período de estabilização do sistema.

Na sequência, os parâmetros operacionais correspondentes ao sistema de refrigeração e ao processo de degelo devem ser informados ao sistema de monitoramento e controle; quais sejam: pressão de referência no passador de sucção, pressão de referência no passador de descarga, temperatura de referência no passador de sucção, frequência de operação do compressor, período de operação do compressor, fração de funcionamento de operação do compressor, amostra de bandeja (curva de calibração), massa de degelo a ser adicionada, frequência de degelo, velocidade do escoamento do ar.

Feito isso, o teste pode finalmente ser iniciado com a partida do compressor e o acionamento do ventilador e das resistências de aquecimento.

## 3.8 PROCESSAMENTO DAS VARIÁVEIS

Como citado anteriormente, o trabalho experimental busca mapear o comportamento da taxa de evaporação, da temperatura da carcaça do compressor e da temperatura característica da água contida na bandeja durante a operação do compressor. O método de medição de cada uma dessas variáveis foi explicado em detalhes nas seções anteriores. O objetivo desta seção é detalhar o procedimento utilizado para tratar as principais variáveis de interesse.

### 3.8.1 Nível da água

O nível da água na bandeja foi medido por um sensor ultrassônico de proximidade com uma taxa de aquisição de vinte leituras por minuto.

Entretanto, devido às baixas taxas de evaporação envolvidas, foi necessário utilizar uma média móvel (média aritmética das últimas 200 leituras) para suavizar as flutuações na leitura do nível de água.

A Figura 3.20 compara os sinais das leituras instantâneas com os gerados através da média móvel.

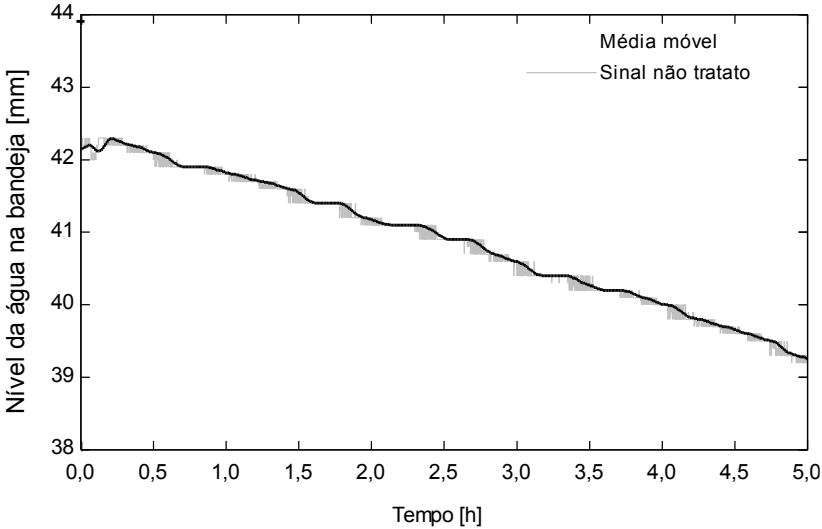


Figura 3.20 – Média móvel e leitura instantânea do nível da água

### 3.8.2 Massa de água na bandeja

A massa total de água contida na bandeja é obtida através da conversão do sinal de nível. Para tanto, curvas de calibração foram obtidas para cada uma das quatro bandejas (ver Apêndice D). O valor da massa total de água contida em uma determinada bandeja pode ser expresso de maneira geral pela seguinte equação:

$$M_{\acute{a}gua}(t) = \sum_{i=0}^6 a_i \cdot L_{\acute{a}gua}^i(t) \quad (3.6)$$

onde  $M_{\acute{a}gua}$  [g] é a massa total de água na bandeja,  $L_{\acute{a}gua}$  [mm] é o nível instantâneo (ou da média móvel correspondente) e  $a_i$  são os coeficientes do polinômio da curva de calibração.



Para um teste típico, a massa de água na bandeja apresenta um desvio médio de  $\pm 3,5\text{g}$  entre o valor da média móvel e o valor da leitura instantânea.

### **3.8.3 Temperatura da superfície compressor e temperatura da água na bandeja**

Cinco termopares tipo T foram utilizados para medir a temperatura da tampa do compressor enquanto outros dois termopares do mesmo tipo foram utilizados para medir a temperatura do corpo. A temperatura da carcaça do compressor foi tratada como a média entre as temperaturas da tampa e do corpo.

Por fim, a temperatura da água contida na bandeja foi tratada como a média aritmética das leituras dos termopares instalados na bandeja.

## **3.9 TESTE TÍPICO**

As Figura 3.21 e a Figura 3.22 apresentam os resultados de um teste típico. A Figura 3.21 mostra a evolução temporal das temperaturas características do compressor e da água contida na bandeja. O compressor é acionado e trabalha em regime transiente periódico de acordo com o período e fração de funcionamento apresentadas na Tabela 3.2.

A Figura 3.22 apresenta a evolução temporal da massa de água contida na bandeja, onde pode-se observar tanto a redução da massa devido ao processo de evaporação bem como o momento onde ocorre o processo de adição de água de degelo. O teste inicia com uma massa de água  $M_{\text{água},o} = 800,0\text{ g}$ . Durante a reprodução do processo de degelo, uma massa de água adicional  $\Delta M_{\text{água}} = 100,0\text{ g}$  é adicionada na bandeja aproximadamente ao final da primeira metade do testes ( $t_{\text{deg}} = 5,67\text{h}$ ).

Esse procedimento foi adotado em todos os testes do planejamento fatorial.

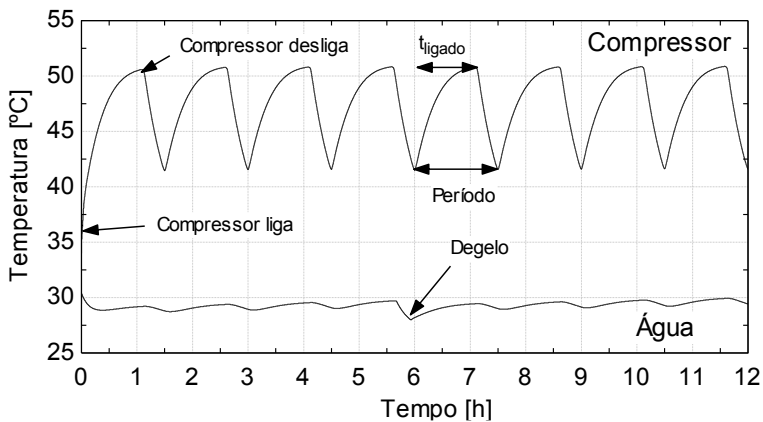


Figura 3.21 – Evolução temporal para as temperaturas características do compressor e da água ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 45\%$ ,  $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ ,  $F_c = 0,84$ , convencional)

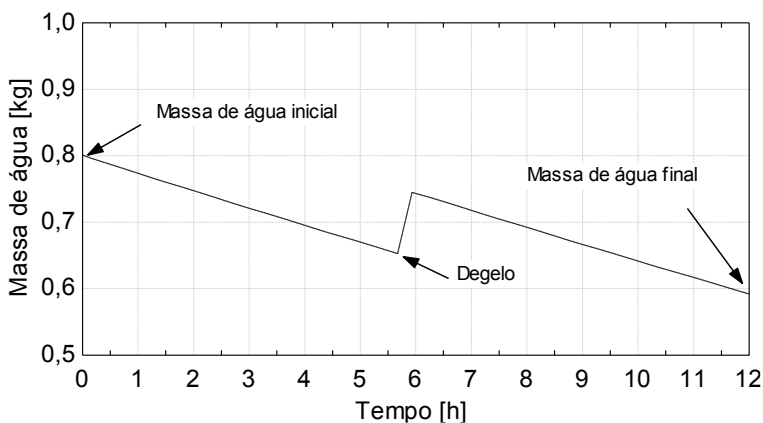


Figura 3.22 – Evolução temporal da massa de água na bandeja ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 45\%$ ,  $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ ,  $F_c = 0,84$ , convencional)

### 3.10 REPETIBILIDADE DO APARATO EXPERIMENTAL

Quatro experimentos foram realizados para avaliar a repetibilidade do aparato experimental. Um ensaio foi realizado com cada uma das quatro amostras. As condições operacionais de cada um dos quatro testes originais bem como das suas réplicas são apresentadas na Tabela 3.7 juntamente com o desvio máximo encontrado na taxa média de evaporação e os desvios médios quadráticos para a temperatura da água e para a temperatura da superfície do compressor.

Tabela 3.7 – Análise da repetibilidade do aparato experimental

Testes	Amostra	T <sub>amb</sub> [°C]	φ <sub>amb</sub> [%]	V <sub>ar</sub> [m/s]	ΔM <sub>evap</sub> [%]	RMS(T <sub>água</sub> ) [°C]	RMS(T <sub>c</sub> ) [°C]
1a	1	25,1	45	3,00	-0,45	0, 1	0,3
1b		25,1	45	3,00			
8a	2	25,2	84	0,25	-3,33	0,1	0,2
8b		25,3	84	0,25			
27a	3	35,0	45	0,25	5,06	0,3	0,3
27b		35,0	45	0,25			
30a	4	35,1	85	3,00	0,88	0,1	0,2
30b		35,1	85	3,00			

Os resultados obtidos deixam evidente que existe uma boa concordância entre os testes originais e suas respectivas réplicas. O teste de repetibilidade da amostra 3 (Teste 27) apresentou os maiores desvios para a taxa média de evaporação(5,06%), erro médio quadrático para a temperatura da água (0,3°C) e temperatura da carcaça do compressor (0,3°C). A Figura 3.23 e a Figura 3.24 comparam respectivamente a evolução temporal da massa de água na bandeja e das temperaturas características do compressor e da água para o teste 27 original e sua respectiva réplica.

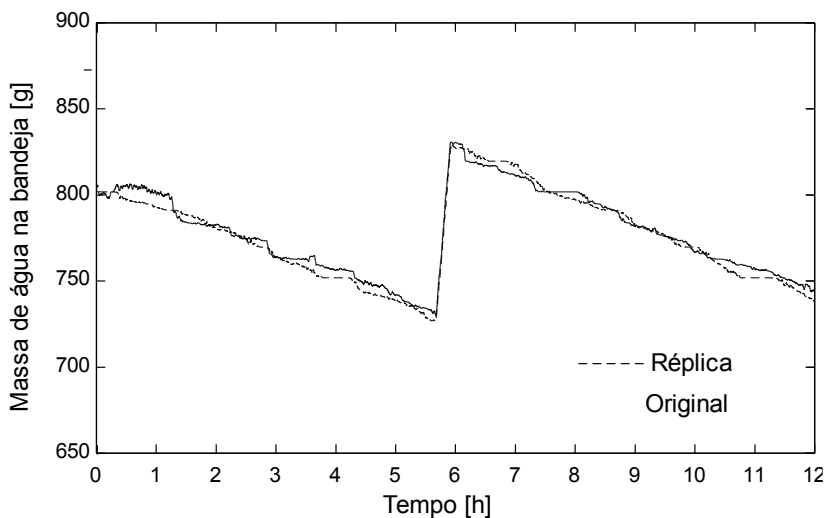


Figura 3.23 – Análise de repetibilidade para o teste 27 - Massa de água na bandeja

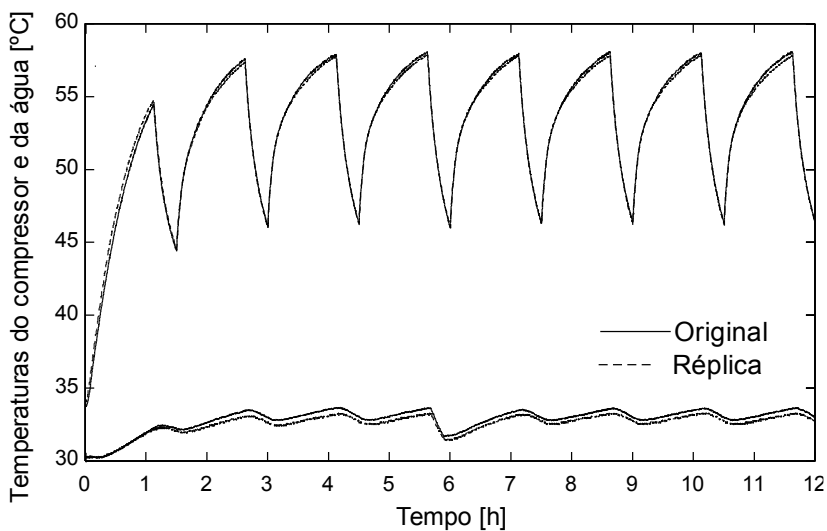


Figura 3.24 – Análise de repetibilidade para o teste 27 - Temperaturas do compressor e da água

### 3.11 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Este capítulo apresentou a metodologia adotada durante o trabalho experimental. Uma bancada de testes foi projetada e construída para estudar os processos de transferência de calor e massa que ocorrem durante a evaporação da água de degelo. A instrumentação da seção de testes foi descrita em detalhes juntamente com o funcionamento dos principais componentes e o processamento das principais variáveis.

Quatro amostras de bandejas foram prototipadas e testadas durante os experimentos para avaliar o efeito da área efetiva de contato e da resistência térmica entre o compressor e a água no processo de evaporação de água. Um método estatístico conhecido como planejamento fatorial foi utilizado na obtenção da matriz de testes. Quatro variáveis independentes foram avaliadas para cada temperatura ambiente (umidade relativa, velocidade do ar, fator de cobertura e tipo de bandeja) totalizando 32 experimentos realizados.

Por fim, identificou-se que a repetibilidade do aparato experimental apresentou um desvio máximo de 5,06%, na taxa média de evaporação e 0,3°C no erro médio quadrático para a temperatura da água e temperatura da carcaça do compressor.



## 4 MODELO MATEMÁTICO

### 4.1 INTRODUÇÃO

Um modelo matemático de natureza semi-empírica foi desenvolvido para prever simultaneamente a evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor e da taxa de evaporação da água de degelo. O modelo foi dividido em dois domínios (submodelo da água e submodelo do compressor). A Figura 4.1 mostra os volumes de controle utilizados em cada um dos submodelos.

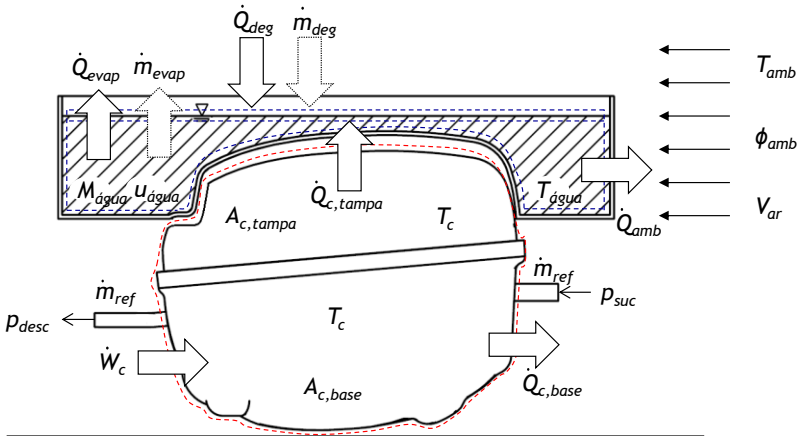


Figura 4.1 – Volumes de controle para a água e para o compressor

O submodelo da água foi desenvolvido com base nos trabalhos de Bansal e Xie (1999), Xie e Bansal (2000) e Wongwises e Anansauwapak (2005). O submodelo do compressor foi obtido através da aplicação das equações de conservação da massa e energia. Ainda, foram utilizadas curvas de rendimento global e rendimento volumétrico para previsão da potência de compressão e vazão mássica de refrigerante, respectivamente. Essas curvas foram obtidas a partir dos dados fornecidos pelo fabricante do compressor. Maiores detalhes serão apresentados a seguir.

## 4.2 SUBMODELO DA ÁGUA

O submodelo da água foi desenvolvido para prever a variação temporal da temperatura e a taxa instantânea de evaporação da água contida na bandeja. As seguintes hipóteses simplificativas foram admitidas:

- i) O volume de controle inclui apenas a água (Bansal e Xie, 1999).
- ii) A transferência de massa entre o volume de controle e a vizinhança ocorre apenas na superfície livre da água (Bansal e Xie, 1999).
- iii) A transferência de calor do compressor para a água ocorre apenas através da área efetiva de contato entre ambos.
- iv) A temperatura do vapor saturado na interface água/ar é igual à temperatura da água no volume de controle (Bansal e Xie, 1999).
- v) A temperatura e a vazão mássica da água de degelo são constantes durante o processo (Bansal e Xie, 1999).

Através da aplicação das equações de conservação ao volume de controle da água e ao volume de controle interfacial (água/ar), pode-se mostrar que a taxa de variação da massa e da temperatura da água na bandeja podem ser expressas como:

$$\frac{dM_{\text{água}}}{dt} = (\dot{m}_{\text{deg}} - \dot{m}_{\text{evap}}) \quad (4.1)$$

$$\frac{dT_{\text{água}}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{c,tampa} - \dot{Q}_{amb} + \dot{m}_{\text{deg}} \cdot (h_{\text{deg}} - u_{\text{água}}) + \dot{m}_{\text{evap}} \cdot (u_{\text{água}} - h_v)}{M_{\text{água}} \cdot c_{v,\text{água}}} \quad (4.2)$$



onde  $M_{\acute{a}gua}$  [kg] é a massa total de água no volume de controle,  $\dot{m}_{deg}$  [kg/s] é vazão mássica da água de degelo e  $\dot{m}_{evap}$  [kg/s] é a taxa instantânea de evaporação de água.

Ainda,  $u_{\acute{a}gua}$  [J/kg] é a energia interna específica da água no interior da bandeja,  $c_{v,\acute{a}gua}$  [J/kg·°C] o calor específico a volume constante,  $h_v$  [J/kg] a entalpia específica do vapor saturado,  $\dot{Q}_{c,tampa}$  [W] a taxa de transferência de calor do compressor para a água na bandeja, e  $\dot{Q}_{amb}$  [W] a taxa de transferência de calor sensível entre a água e o ambiente.

Maiores detalhes a respeito da obtenção da expressão para a taxa de variação da temperatura da água na bandeja (equação 4.2) são apresentados no Apêndice E.

Os modelos utilizados para o cômputo de cada uma das parcelas supracitadas serão apresentados em detalhes a seguir.

#### 4.2.1 Degelo

Para um escoamento uniforme com vazão mássica e temperatura constantes, o transporte advectivo de energia associado ao processo de degelo,  $\dot{Q}_{deg}$  [W], pode ser expresso como:

$$\dot{Q}_{deg} = \dot{m}_{deg} \cdot h_{deg} \quad (4.3)$$

onde  $h_{deg}$  [J/kg] é a entalpia específica da água de degelo e  $\dot{m}_{deg}$  [kg/s] é vazão mássica da água de degelo, que pode ser expressa como:

$$\dot{m}_{deg} = \left( \frac{G_{deg}}{t_{deg}} \right) \quad (4.4)$$

onde  $G_{deg}$  [kg] representa a massa total de água que entra no volume de controle a cada processo de degelo,  $t_{deg}$  [s] é o tempo para que toda a água de degelo seja transferida para a bandeja.

#### 4.2.2 Evaporação

A parcela de energia associada ao processo de evaporação pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot h_{lv} \quad (4.5)$$

onde  $\dot{m}_{evap}$  [kg/s] é a taxa instantânea de evaporação de água e  $h_{lv}$  [J/kg] é o calor latente de vaporização da água.

A taxa de evaporação,  $\dot{m}_{evap}$  [kg/s], pode ser expressa através da correlação proposta por Bansal e Xie (1998), regredida de acordo com as seguintes condições:  $0 \text{ m/s} < V_{ar} < 5,6 \text{ m/s}$ ,  $28,0^\circ\text{C} < T_{amb} < 31,0^\circ\text{C}$  e  $\phi_{amb} = 85\%$ .

$$\dot{m}_{evap} = A_{sup,livre}^0 \cdot r_{sl} \cdot c_1 \cdot \left[ (c_2 + c_3 \cdot V_{ar}^{c_4}) \cdot (p_{sat} - p_p) \right] \quad (4.6)$$

$$r_{sl} = \frac{A_{sup,livre}}{A_{sup,livre}^0} \quad (4.7)$$

onde  $A_{sup,livre}^0$  [m<sup>2</sup>] é a área nominal da superfície livre da água (Figura 3.12 – Seção 3.5),  $V_{ar}$  [m/s] é a velocidade do ar,  $p_{sat}$  [Pa] é a pressão de saturação da água,  $p_p$  [Pa] a pressão do vapor de água no ar ambiente e  $c_1 = 2,083 \times 10^{-6}$ ,  $c_2 = 0,002198$ ,  $c_3 = 0,0398$ ,  $c_4 = 0,5756$ .

É importante notar que a área da superfície livre da água varia com o nível devido à geometria da bandeja. O coeficiente  $r_{sl}$  [-] representa a fração entre a área instantânea e a área nominal da superfície livre da água de cada bandeja. Maiores detalhes sobre o método de obtenção desse parâmetro podem ser encontrados no Apêndice F.

### 4.2.3 Ambiente

O termo correspondente à transferência de calor sensível entre a água no interior da bandeja e o ambiente pode ser decomposto em duas parcelas (transferência de calor através da superfície livre e transferência de calor através das paredes) como mostra a Equação (4.8) :

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{Q}_{sup,livre} + \dot{Q}_{parede} \quad (4.8)$$

Os modelos adotados para computar cada uma dessas parcelas são detalhados a seguir.

#### a) Transferência de calor através da superfície livre

A transferência de calor sensível através da superfície livre da água é composta por uma parcela convectiva e por uma parcela radiativa, como indicado a seguir (4.9).

$$\dot{Q}_{sup,livre} = \dot{Q}_{conv,sup,livre} + \dot{Q}_{rad,sup,livre} \quad (4.9)$$

O cômputo de cada uma dessas parcelas será apresentado em detalhes a seguir.

##### a.1) Convecção

A transferência de calor por convecção na superfície livre da água pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{conv,sup,livre} = \bar{h}_{sup,livre} \cdot r_{sl} \cdot A_{sup,livre} \cdot (T_{\acute{a}gua} - T_{amb}) \quad (4.10)$$

onde o coeficiente médio de transferência de calor,  $\bar{h}_{sup,livre}$  [W/m<sup>2</sup>·K], é expresso como:

$$\bar{h}_{sup,livre} = \frac{Nu_{b,sup,livre} \cdot k_{ar}}{b} \quad (4.11)$$

onde  $k_{ar}$  [W/m·K] é a condutividade térmica do ar e  $b$  [m] o comprimento característico longitudinal da bandeja (ver Figura 3.12 - Seção 3.5).

O número de Nusselt médio,  $Nu_{b,sup,livre}$ , foi obtido através de uma correlação para placa plana isotérmica conforme proposto por (Churchill e Ozoe, 1973):

$$Nu_{b,sup,livre} = \frac{0,6774 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re_b^{1/2}}{\left[1 + (0,0468 / Pr)^{2/3}\right]^{1/4}} \quad (4.12)$$

A equação (4.12) é válida para números de Péclet maiores que 100 e números de Reynolds menores que  $5 \times 10^5$ . As propriedades termodinâmicas do ar úmido, foram obtidas na temperatura de filme entre o ar e a água.

#### a.2) Radiação

A transferência de calor por radiação que ocorre na superfície livre da água pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{rad,sup,livre} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot r_{sl} \cdot A_{sup,livre} \cdot (T_{\acute{a}gua}^4 - T_{amb}^4) \quad (4.13)$$

onde  $\varepsilon$  é a emissividade da água e  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  a constante de Stefan-Boltzmann.

#### b) Transferência de calor através das paredes

As taxas de transferência de calor através das paredes (lateral e anel inferior) da bandeja podem ser expressas de forma geral da seguinte maneira.

$$\dot{Q}_{parede} = U_{parede} \cdot A_{parede} \cdot (T_{\acute{a}gua} - T_{amb}) \quad (4.14)$$

$$\frac{1}{U_{parede}} = \left( \frac{1}{h_{ar}} + \frac{\delta_{parede}}{k_{parede}} + \frac{1}{h_{\acute{a}gua}} \right) \quad (4.15)$$

onde  $A_{parede} [\text{m}^2]$  é a área instantânea de transferência de calor através das paredes da bandeja (lateral ou inferior),  $U_{parede} [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$  o coeficiente global de transferência de calor entre a água na bandeja e o ar ambiente,  $h_{ar} [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$  o coeficiente médio de transferência de calor pelo lado do

ar e  $\bar{h}_{\text{água}}$  [W/m<sup>2</sup>·K] o coeficiente médio de transferência de calor pelo lado da água. Esses dois últimos parâmetros são calculados de acordo com o tipo de parede sob análise (lateral ou inferior), como mostrado a seguir.

#### b.1) Parede Lateral

Para a parede lateral,  $A_{\text{lat}} = L_{\text{água}} \cdot P$ , onde  $L_{\text{água}}$  [m] é o nível instantâneo de água no volume de controle e  $P$  [m] é o perímetro da bandeja. O coeficiente global de transferência de calor entre a água na bandeja e o ar ambiente,  $U_{\text{lat}}$  [W/m<sup>2</sup>·K], é expresso da seguinte forma:

$$\frac{1}{U_{\text{lat}}} = \left( \frac{1}{\bar{h}_{\text{ar,lat}}} + \frac{\delta_{\text{parede}}}{k_{\text{parede}}} + \frac{1}{\bar{h}_{\text{água,vertical}}} \right) \quad (4.16)$$

onde  $\delta_{\text{parede}}$  [m] é a espessura da parede da bandeja e  $k_{\text{parede}} = 0,26$  [W/m·K] a condutividade térmica da poliamida-12 sinterizada de alta densidade (Yuan *et al.*, 2011).

O coeficiente de transferência de calor pelo lado do ar pode ser calculado através do número de Nusselt expresso através de uma correlação para convecção forçada em cilindros não circulares (Jakob, 1949). Para o caso de bandejas com seção transversal elíptica, o número de Nusselt pode ser expresso pela Equação (4.17), válida para  $2500 < Re_a < 15000$ .

$$Nu_{a,lateral} = 0,248 \cdot Re_a^{0,612} \cdot Pr^{1/3} \quad (4.17)$$

onde  $a$  [m] é o comprimento característico na direção transversal da bandeja (Figura 3.12a - Seção 3.5). Dessa forma, o coeficiente de transferência de calor é expresso da seguinte forma:

$$\bar{h}_{\text{ar,lat}} = \frac{Nu_{a,lateral} \cdot k_{\text{ar}}}{a} \quad (4.18)$$

O coeficiente de transferência de calor pelo lado da água,  $\bar{h}_{\text{água,vertical}}$  [W/m<sup>2</sup>·K], foi obtido através de correlações para o número de Nusselt em placas planas verticais e isotérmicas, sujeitas a convecção natural; indicadas a seguir:

$$Nu_{L_{\acute{a}gua}} = 0,59 \cdot Ra_{L_{\acute{a}gua}}^{1/4} \quad 10^4 < Ra_{L_{\acute{a}gua}} < 10^9 \quad (4.19)$$

$$Nu_{L_{\acute{a}gua}} = 0,10 \cdot Ra_{L_{\acute{a}gua}}^{1/3} \quad 10^9 < Ra_{L_{\acute{a}gua}} < 10^{13} \quad (4.20)$$

O número de Rayleigh para a convecção natural dentro da bandeja pode ser determinado de acordo com a equação (4.21).

$$Ra_{L_{\acute{a}gua}} = Gr_{L_{\acute{a}gua}} \cdot Pr_{\acute{a}gua} \quad (4.21)$$

$$Gr_{L_{\acute{a}gua}} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\acute{a}gua} - T_{parede}) \cdot L_{\acute{a}gua}^3}{\nu^2} \quad (4.22)$$

onde  $Gr_{L_{\acute{a}gua}}$  é o número de Grashof,  $g$  [m/s<sup>2</sup>] a aceleração da gravidade e  $\beta$  [1/K] o coeficiente de expansão volumétrica. A viscosidade cinemática,  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>], e a difusividade térmica da água,  $\alpha$  [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>], são expressas como indicado a seguir:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.23)$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (4.24)$$

onde  $\mu$  [Pa.s] é a viscosidade dinâmica,  $k$  [W/m·K] a condutividade térmica,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] a densidade e  $c_p$  [J/kg·K] o calor específico a pressão constante.

Finalmente, o coeficiente médio de transferência de calor pelo lado da água é expresso da seguinte forma:

$$\bar{h}_{\acute{a}gua,vertical} = \frac{Nu_{L_{\acute{a}gua}} \cdot k_{\acute{a}gua}}{L_{\acute{a}gua}} \quad (4.25)$$

## b.2) Anel inferior

O coeficiente global de transferência de calor entre a água na bandeja e o ar ambiente,  $U_{inf}$  [W/m<sup>2</sup>·K], é expresso da seguinte forma:

$$\frac{1}{U_{\text{inf}}} = \left( \frac{1}{\hbar_{ar,\text{inf}}} + \frac{\delta_{\text{parede}}}{k_{\text{parede}}} + \frac{1}{\hbar_{\text{água,horizontal}}} \right) \quad (4.26)$$

A resistência térmica da parede inferior é idêntica àquela da parede lateral. Além disso, assumiu-se que o coeficiente de transferência de calor pelo lado do ar,  $\hbar_{ar,\text{inf}}$  [W/m<sup>2</sup>·K], pode ser obtido através da correlação para convecção forçada sobre placa plana isotérmica – equação (4.12).

O coeficiente de transferência de calor pelo lado da água,  $\hbar_{\text{água,horizontal}}$  [W/m<sup>2</sup>·K], pode ser obtido através de correlações para número de Nusselt médio sobre uma placa plana horizontal e isotérmica sujeita a convecção natural (McAdams, 1954), indicadas a seguir.

$$Nu_{L_c} = 0,54 \cdot Ra_{L_c}^{1/4} \quad 10^4 < Ra_{L_c} < 10^7 \quad (4.27)$$

$$Nu_{L_c} = 0,15 \cdot Ra_{L_c}^{1/3} \quad 10^7 < Ra_{L_c} < 10^{11} \quad (4.28)$$

onde  $L_c$ [m] é comprimento característico da bandeja, obtido em função da área nominal de transferência de calor,  $A$ [m<sup>2</sup>], e do perímetro da elipse correspondente a secção transversal da bandeja,  $P$ [m], como mostra a equação (4.29).

$$L_c = \frac{A}{P} \quad (4.29)$$

Assim, o coeficiente médio de transferência de calor pelo lado da água é expresso da seguinte forma:

$$\hbar_{\text{água,horizontal}} = \frac{Nu_{L_c} \cdot k_{\text{água}}}{L_c} \quad (4.30)$$

Dessa forma, pode-se computar as parcelas associadas à transferência de calor sensível entre a água e o ambiente através da superfície livre, da parede lateral e da parede do anel inferior.

Vale ressaltar que como a relação entre o número Grashof e o número de Reynolds atingiu valores da ordem de  $Gr_L/Re_L^2 \approx 0,2$ , o efeito combinado da convecção natural com a convecção forçada foi negligenciado.

#### 4.2.4 Compressor

A transferência de calor entre a superfície quente da tampa do compressor e a água na bandeja pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{c,tampa} = U_{c,tampa} \cdot r_{efc} \cdot A_{efc} \cdot (T_c - T_{água}) \quad (4.31)$$

$$r_{efc} = \frac{A_{inst}}{A_{nomial}} \quad (4.32)$$

onde  $A_{efc}$  [m<sup>2</sup>] é a área nominal de transferência de calor da interface (ver Figura 3.13 – seção 3.5),  $r_{efc}$  [m<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>] a razão entre a área instantânea e a área nominal,  $T_c$  [K] a temperatura média da superfície do compressor e  $T_{água}$  [K] a temperatura média da água na bandeja. O coeficiente global de transferência de calor entre a tampa do compressor e a água na bandeja,  $U_{c,tampa}$  [W/m<sup>2</sup>·K], foi expresso da seguinte forma:

$$\frac{1}{U_{c,tampa}} = \left( R_{int} + \frac{\delta_{int}}{k_{int}} + \frac{1}{h_{água,int}} \right) \quad (4.33)$$

onde  $\delta_{int}$  [m] é a espessura da interface,  $k_{int}$  [W/m·K] a condutividade térmica do material da interface e  $R_{int}$  [m<sup>2</sup>·K/W] é a resistência térmica de contato entre o compressor e a bandeja. A resistência térmica de contato foi ajustada empiricamente para cada uma das quatro bandejas, em função de alguns dos resultados experimentais (ver seção 4.4).

O coeficiente de transferência de calor na interface, avaliado pelo lado da água,  $h_{água,int}$  [W/m<sup>2</sup>·K], foi obtido através da solução das equações (4.27)-(4.30), onde a área nominal efetiva de contato e o perímetro da interface foram utilizados no cálculo do comprimento característico. As propriedades termodinâmicas foram avaliadas na temperatura de filme entre a tampa do compressor e a água na bandeja.



### 4.3 SUBMODELO PARA A TEMPERATURA DA CARÇAÇA COMPRESSOR

O submodelo para a temperatura da carÇAÇA do compressor foi obtido através das equações da conservação da massa e energia aplicadas ao volume de controle (Hermes, 2006).

Para tanto, a vazão mássica de refrigerante e a potência de compressão foram calculadas com base respectivamente nas curvas de rendimento volumétrico e global. As seguintes hipóteses simplificativas foram adotadas durante o desenvolvimento do modelo.

- i) O acúmulo de energia pelo lado do refrigerante pode ser desprezado em relação à capacidade térmica do compressor (Hermes, 2006).
- ii) As interações entre refrigerante e óleo são negligenciadas.
- iii) Todos os efeitos associados à perda de carga e superaquecimento entre o passador e a válvula de sucção são incorporados nos ajustes das eficiências global e volumétrica.
- iv) A temperatura da superfície do compressor é homogênea.

Dessa forma, pode-se mostrar que a taxa de variação da temperatura característica da carÇAÇA do compressor pode ser expressa como:

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{suc} - h_{desc}) + \dot{W}_c - \dot{Q}_{c,tampa} - \dot{Q}_{c,base}}{C_c} \quad (4.34)$$

onde  $T_c$  [K] é temperatura média da superfície do compressor e  $C_c$  [J/kg] a capacidade térmica global, obtida em função das capacidades térmicas individuais de cada um de seus componentes (Hermes, 2006). Ainda,  $h_{suc}$  [J/kg·K] e  $h_{desc}$  [J/kg·K] são as entalpias específicas do refrigerante nos passadores de sucção e descarga.

A vazão mássica de refrigerante,  $\dot{m}_{ref}$  [kg/s], pode ser expressa da seguinte forma:

$$\dot{m}_{ref} = \eta_v \left\{ \left[ \left( \frac{\pi \cdot D_{cil}^2}{4} \right) \cdot L_{cil} \right] \cdot \frac{N_c}{v_{suc}} \right\} \quad (4.35)$$

onde  $\eta_v$  é o rendimento volumétrico do compressor,  $D_{cil} = 21,0$  mm e  $L_{cil} = 15,0$  mm são o diâmetro e o curso do pistão,  $N_c$  [Hz] a frequência de

operação e  $v_{suc}$  [m<sup>3</sup>/kg] o volume específico do refrigerante no passador de sucção.

Além disso,  $\dot{W}_c$  [W] é a potência do compressor, expressa em termos do trabalho de compressão isentrópico e do rendimento global, como mostra a equação (4.36).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ref} \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_g} \quad (4.36)$$

onde  $h_1$  [J/kg] e  $h_{2s}$  [J/kg] são respectivamente as entalpias específicas no início e no final da compressão isentrópica.

As eficiências volumétrica e global foram ajustadas em função dos dados de catálogo do fabricante do compressor de acordo com a metodologia proposta por Knabben e Melo (2014). Diferentemente do modelo proposto por Li (2013) para compressores de velocidade variável, o modelo de Knabben e Melo (2014) não se restringe a compressores cujas curvas de eficiência normalizadas sejam independentes da razão de pressão.

Dessa forma, as curvas de rendimento volumétrico e global foram correlacionadas com a razão de compressão e com a frequência do compressor, utilizando-se um polinômio cúbico bi variável como indicado a seguir:

$$\eta_X = \eta_{X,P} + \eta_{X,R} + \eta_{X,PR} \quad (4.37)$$

onde  $X$  refere-se a curva de eficiência a ser ajustada (volumétrica ou global). Além disso,  $\eta_{X,P}$  representa a parcela do ajuste relacionado com a razão de compressão,  $\eta_{X,R}$  à variação de rotação e  $\eta_{X,PR}$  à combinação entre ambas, como mostram as equações a seguir:

$$\eta_{X,P} = a_o + a_1 \cdot R_P + a_2 \cdot R_P^2 + a_3 \cdot R_P^3 \quad (4.38)$$

$$\eta_{X,R} = a_4 \cdot R_R + a_5 \cdot R_R^2 + a_6 \cdot R_R^3 \quad (4.39)$$

$$\eta_{X,PR} = a_7 \cdot R_P \cdot R_R + a_8 \cdot R_P \cdot R_R^2 + a_9 \cdot R_P^2 \cdot R_R + a_{10} \cdot R_P^2 \cdot R_R^2 \quad (4.40)$$

onde  $R_p = p_{desc}/p_{suc}$  é a razão entre as pressões de descarga e sucção e  $R_R = N_c/N_{Ref}$  a razão entre a frequência de operação do compressor e o valor de referência,  $N_{Ref} = 50$  Hz. A Tabela 4.1 mostra os valores obtidos para os coeficientes das equações (4.38) - (4.40)

Tabela 4.1 – Coeficientes dos polinômios de ajuste das curvas de rendimento volumétrico e global

Coeficiente	$\eta_v$	$\eta_g$
$a_0$	$7,45 \times 10^{-1}$	$4,82 \times 10^{-1}$
$a_1$	$-9,96 \times 10^{-4}$	$1,60 \times 10^{-2}$
$a_2$	$-1,02 \times 10^{-4}$	$-9,08 \times 10^{-4}$
$a_3$	$-4,64 \times 10^{-5}$	$-1,37 \times 10^{-5}$
$a_4$	$6,15 \times 10^{-1}$	$6,78 \times 10^{-1}$
$a_5$	$-2,47 \times 10^{-1}$	$-5,59 \times 10^{-1}$
$a_6$	$-4,78 \times 10^{-2}$	$1,11 \times 10^{-1}$
$a_7$	$-1,13 \times 10^{-1}$	$-6,05 \times 10^{-2}$
$a_8$	$6,03 \times 10^{-2}$	$3,18 \times 10^{-2}$
$a_9$	$4,95 \times 10^{-3}$	$2,86 \times 10^{-3}$
$a_{10}$	$-2,59 \times 10^{-3}$	$-1,43 \times 10^{-3}$

A Figura 4.2 mostra que as previsões de vazão mássica e potência se mantiveram sempre dentro de uma faixa de  $\pm 10\%$  em relação aos resultados experimentais.

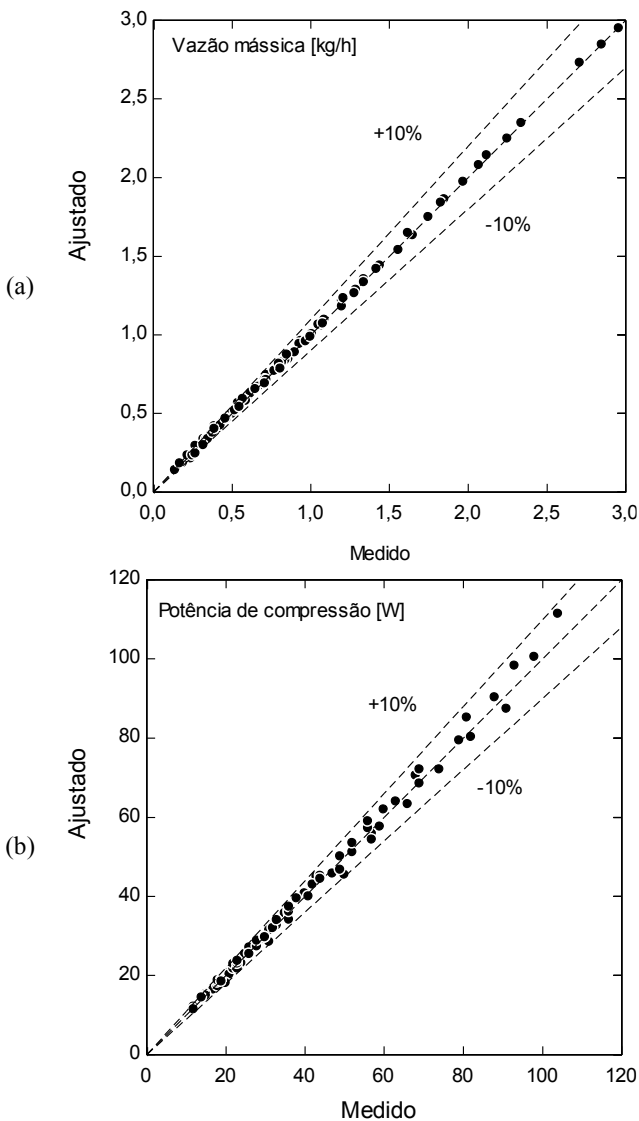


Figura 4.2 – Previsões do modelo vs. dados experimentais: (a) vazão mássica, (b) potência

Continuando, o terceiro termo do lado direito da Equação (4.34),  $\dot{Q}_{c,tampa}$  [W], representa a taxa de transferência de calor entre a superfície quente da tampa do compressor e a água na bandeja – equação (4.31).

Por fim, a taxa através da qual o compressor perde calor para o ar ambiente  $\dot{Q}_{c,base}$  [W], pode ser expressa como:

$$\dot{Q}_{c,base} = U_{c,base} \cdot A_{c,base} (T_c - T_{amb}) \quad (4.41)$$

onde  $A_{c,base}$  [m<sup>2</sup>] representa a parcela da área superficial do compressor que não é coberta pela bandeja e  $U_{c,base}$  [W/m<sup>2</sup>·K] o coeficiente global de transferência de calor entre a superfície quente do compressor e o ar ambiente. Tal parâmetro foi obtido experimentalmente, juntamente com os outros parâmetros empíricos necessários ao modelo, como apresentado a seguir.

#### 4.4 OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS EMPÍRICOS

Alguns parâmetros empíricos são necessários ao fechamento do modelo matemático. Dois deles (rendimento volumétrico e global) são obtidos através dos dados de catálogo do fabricante do compressor e por esse motivo foram apresentados separadamente na seção anterior.

Esta seção tem por objetivo apresentar o procedimento adotado para derivar os seguintes parâmetros:

- i) Resistência térmica entre compressor e bandeja.
- ii) Coeficiente de transferência de calor entre o compressor e o ar ambiente.
- iii) Efetividade de troca de calor na linha de descarga.

##### 4.4.1 Resistência térmica de contato

A resistência térmica de contato contempla quaisquer mecanismos que dificultem a transferência de calor entre a superfície do compressor e o fundo da bandeja (presença de ar, óleo ou poeira, por exemplo).

Tipicamente as bandejas de degelo são fixadas através de um engate rápido, soldado na tampa do compressor (“*tray holder*”). Esse dispositivo dificulta o contato entre as duas superfícies e permite o acúmulo de uma camada de ar entre elas. Alguns modelos de bandejas são fixados na tampa do compressor com fitas adesivas, para minimizar o efeito da camada de ar. Entretanto, quando uma membrana flexível é utilizada, a água de degelo faz com que a membrana molde-se à superfície quente do compressor, consequentemente expulsando o ar da interface e reduzindo a resistência de contato (Figura 4.3).

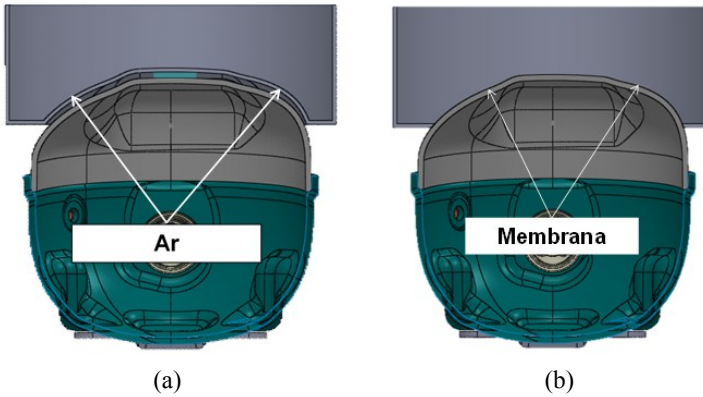


Figura 4.3 – Resistência térmica: (a) Sem membrana, (b) com membrana

Quando o compressor é mantido ligado durante tempo suficiente, a temperatura da água no interior da bandeja atinge um valor de regime permanente. Dessa forma, a resistência térmica pode ser obtida através das Equações (4.31) e (4.33). Pode-se mostrar que, para essa condição, as equações podem ser reescritas da seguinte forma:

$$U_{c,tampa} = \frac{\dot{Q}_{amb} - \dot{m}_{evap} \cdot (u_{água} - h_v)}{A_{efc} \cdot (T_c - T_{água})} \quad (4.42)$$

$$R_{int} = \frac{1}{U_{c,tampa}} - \frac{\delta_{int}}{k_{int}} - \frac{1}{\hbar_{água,int}} \quad (4.43)$$

Todos os termos do lado direito da Equação (4.42) podem ser obtidos através das medições da temperatura da carcaça do compressor, da taxa de evaporação e da temperatura da água. Para tanto, foram realizados oito ensaios experimentais. Dois para cada amostra, como indicado na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Geometria das bandejas

Amostra	Interface	F <sub>c</sub> [-]
B1	Rígida	0,84
B2	Membrana	0,84
B3	Rígida	0,53
B4	Membrana	0,53

Durante os ensaios, o compressor foi mantido ligado até que as temperaturas da água e do compressor atingissem a condição de regime permanente. Após essa condição ser atingida, os resultados foram adquiridos durante um período de duas horas. Os valores médios da temperatura ambiente, umidade relativa ambiente, velocidade do ar, temperatura característica do compressor, taxa média de evaporação e temperatura característica da água foram utilizados para obter a resistência térmica de contato para cada uma das quatro bandejas empregadas. A resistência térmica de cada amostra foi tomada como a média aritmética dos resultados individuais para cada condição testada, como indicado na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Obtenção da resistividade entre o compressor e a água

Amostra	Teste	$T_{amb}$ [°C]	$V_{ar}$ [m/s]	$\phi_{ar}$ [%]	$R_{int}$ [m <sup>2</sup> ·K/W]
B1 (convencional)	2	25,0	3,00	85,0	0,0730
	3	25,0	0,25	45,0	
B2 (membrana)	22	35,0	3,00	85,0	0,0015
	23	35,0	0,25	45,0	
B3 (convencional)	10	25,0	3,00	85,0	0,0405
	11	25,0	0,25	45,0	
B4 (membrana)	30	35,0	3,00	85,0	0,0010
	31	35,0	0,25	45,0	

Pode-se observar que a resistência térmica de contato entre o compressor e a bandeja é pelo menos uma ordem de grandeza inferior nos casos com membrana. A dispersão dos resultados deve-se a variações no processo de instalação da bandeja no compressor.

#### 4.4.2 Coeficiente global de transferência de calor entre o compressor e o ambiente

O coeficiente global de transferência de calor entre a base do compressor e o ambiente foi obtido de modo semelhante ao apresentado no item anterior. Entretanto, neste caso, pode-se mostrar que assumindo a temperatura da carcaça do compressor como constante, a Equação (4.34) pode ser reescrita como:

$$U_{c,base} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_{suc} - h_{desc}) + \dot{W}_c - \dot{Q}_{c,tampa}}{A_{c,base}(T_c - T_{amb})} \quad (4.44)$$

Os mesmos ensaios utilizados para derivar a resistência térmica de contato (Tabela 4.3) foram também utilizados para derivar o coeficiente de transferência de calor entre a base do compressor e o ambiente. A Tabela 4.4 mostra os resultados para cada um dos experimentos.

Tabela 4.4 – Obtenção do coeficiente global de transferência de calor entre a base do compressor e o ambiente

Amostra	Teste	T <sub>amb</sub> [°C]	V <sub>ar</sub> [m/s]	φ <sub>ar</sub> [%]	U <sub>C,base</sub> [W/m <sup>2</sup> ·K]
B1	2	25,0	3,00	85,0	26,3
	3	25,0	0,25	45,0	15,4
B2	22	35,0	3,00	85,0	28,9
	23	35,0	0,25	45,0	18,9
B3	10	25,0	3,00	85,0	27,6
	11	25,0	0,25	45,0	15,3
B4	30	35,0	3,00	85,0	22,9
	31	35,0	0,25	45,0	16,8

Tais valores foram utilizados para derivar uma expressão para o coeficiente global de transferência de calor em termos da velocidade do ar sobre a bandeja, como indicado na equação (4.45).

$$U_{c,base} = 15,0 + 3,9 \cdot V_{ar} \quad (4.45)$$

#### 4.4.3 Temperatura de descarga

O fechamento das equações de balanço de energia no volume de controle do compressor, se dá através do cômputo da entalpia do refrigerante no passador de descarga.

Para tanto, a entalpia na câmara de descarga,  $h_{cd}$  [J/kg], foi expressa em função do trabalho isentrópico específico e do rendimento global, como indicado na Equação (4.46):

$$h_{cd} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_g} + h_1 \quad (4.46)$$



onde  $h_1$  [J/kg] e  $h_{2s}$  [J/kg] representam respectivamente as entalpias específicas no início e no final da compressão isentrópica. A temperatura da câmara de descarga,  $T_{cd}$  [K], pode então ser obtida através da entalpia e da pressão ao final do processo de compressão.

Assumindo que a temperatura do ambiente interno é igual a temperatura da carcaça do compressor,  $T_c$  [K], e que a temperatura na tubulação de descarga é constante, pode-se estimar a temperatura no passador de descarga através da seguinte expressão (Hermes, 2006).

$$T_{desc} = (1 - \varepsilon) \cdot T_{cd} + \varepsilon \cdot T_c \quad (4.47)$$

A Tabela 4.5 mostra os resultados de efetividade ( $\varepsilon$ ) obtidos nos oito ensaios experimentais.

Tabela 4.5 – Obtenção do coeficiente global de transferência de calor da linha de descarga

Amostra	Teste	$T_{amb}$ [°C]	$V_{ar}$ [m/s]	$\phi_{ar}$ [%]	$\varepsilon$ [-]
B1	2	25,0	3,00	85,0	0,912
	3	25,0	0,25	45,0	0,924
B2	22	35,0	3,00	85,0	0,906
	23	35,0	0,25	45,0	0,905
B3	10	25,0	3,00	85,0	0,911
	11	25,0	0,25	45,0	0,913
B4	30	35,0	3,00	85,0	0,896
	31	35,0	0,25	45,0	0,902

A efetividade do trocador de calor da linha de descarga,  $\varepsilon$ , foi expressa na forma proposta por Hermes (2006).

$$\varepsilon = 1 + a_0 \cdot \exp(a_1 \cdot \dot{m}_{ref}^{a_2}) \quad (4.48)$$

onde  $\dot{m}_{ref}$  é a vazão mássica de refrigerante [kg/h] e  $a_0 = -0,1$ ;  $a_1 = -0,1$ ;  $a_2 = 9,2$ ; os coeficientes ajustados em termos dos resultados obtidos na Tabela 4.5.

#### 4.4.4 Pressão nos passadores de sucção e descarga

As pressões nos passadores de sucção e descarga foram utilizadas como condições de contorno no submodelo do compressor. Para tanto, a evolução temporal das pressões de sucção e descarga obtidas durante os

experimentos realizados no aparato experimental foram correlacionadas com o tempo de compressor ligado de acordo com a equação (4.49).

$$p = a + b \cdot e^{c \cdot t_{c,lg}} \quad (4.49)$$

A Tabela 4.6 e a Tabela 4.7 mostram os coeficientes das curvas de ajuste obtidos para a pressão de sucção e de descarga, respectivamente para as temperaturas  $T_{amb} = 25,0^\circ\text{C}$  e  $T_{amb} = 35,0^\circ\text{C}$ .

Tabela 4.6 – Coeficientes das curvas de pressão para  $T_{amb} = 25,0^\circ\text{C}$

Coeficientes	Pressão de sucção	Pressão de descarga
a	0,584	4,63
b	-0,08	-0,45
c	-6,52	-21,94

Tabela 4.7 – Coeficientes das curvas de pressão para  $T_{amb} = 35^\circ\text{C}$

Coeficientes	Pressão de sucção	Pressão de descarga
a	0,584	6,03
b	-0,08	-0,55
c	-6,52	-9,75

Quando o compressor está desligado, admitiu-se que a pressão de equalização pode ser expressa da seguinte forma  $p_{eq} = (p_{suc} p_{desc})^{1/2}$

## 4.5 SOLUÇÃO NUMÉRICA

Para simular o processo de evaporação é preciso resolver simultaneamente o conjunto de equações apresentado nas seções anteriores.

A Figura 4.4 mostra um esquema dos parâmetros de entrada necessários à solução do modelo matemático.

Primeiramente, deve-se informar as condições iniciais (temperatura da carcaça do compressor, temperatura da água e massa de água na bandeja) e ambientais (temperatura e umidade relativa do ambiente), em seguida deve-se fornecer as condições de operação do ventilador (velocidade do ar), do compressor (rotação, período e fração de funcionamento) e do processo de degelo (vazão mássica, temperatura e intervalo de tempo entre degelos). Finalmente, outras características do compressor (geometria, capacidade térmica, curvas de eficiência e

coeficiente global de transferência de calor) e da bandeja (geometria, material e resistência térmica de contato) devem também ser informadas.

Durante o processo de solução numérica as variáveis são primeiramente inicializadas e utilizadas para determinar a condição de operação do compressor e os períodos de degelo. As pressões nos passadores de sucção e descarga são utilizadas como condições de contorno para o submodelo do compressor. As propriedades termodinâmicas do ar e da água são obtidas em função das temperaturas disponíveis e utilizadas no cálculo das taxas de transferência de calor.

O modelo matemático foi resolvido utilizando o *software EES - Engineering Equation Solver* (Klein, 2014).

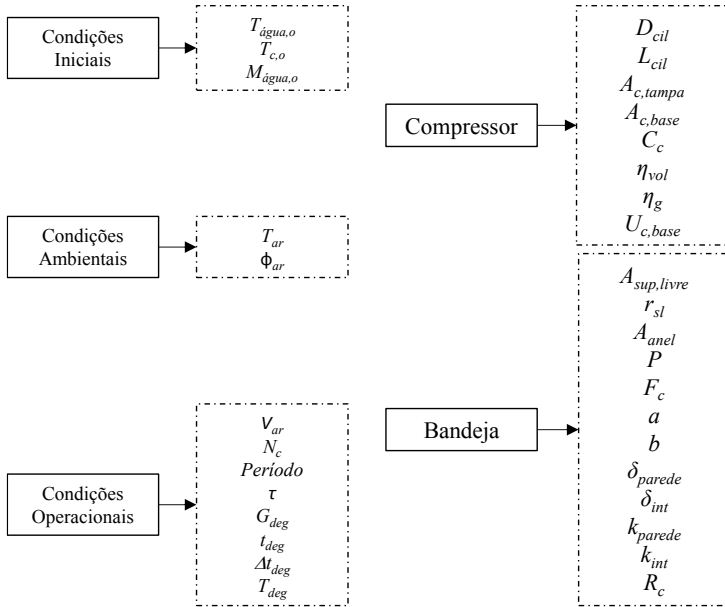


Figura 4.4 – Inicialização das variáveis

A taxa de evaporação é então obtida através da solução da equação (4.6). A cada intervalo de tempo, as Equações (4.1), (4.2), (4.34) são resolvidas explicitamente através do método de Euler, como mostrado a seguir:

$$M_{\acute{a}gua}\Big|_{t+\Delta t} = M_{\acute{a}gua}\Big|_t + \frac{dM_{\acute{a}gua}}{dt}\Big|_t \cdot \Delta t \quad (4.50)$$

$$T_{\acute{a}gua}\Big|_{t+\Delta t} = T_{\acute{a}gua}\Big|_t + \frac{dT_{\acute{a}gua}}{dt}\Big|_t \cdot \Delta t \quad (4.51)$$

$$T_c\Big|_{t+\Delta t} = T_c\Big|_t + \frac{dT_c}{dt}\Big|_t \cdot \Delta t \quad (4.52)$$

A Figura 4.5 mostra o fluxograma do algoritmo de solução do modelo matemático. A solução do modelo prossegue até que se atinja o tempo total de simulação, ou até que não exista mais água na bandeja.

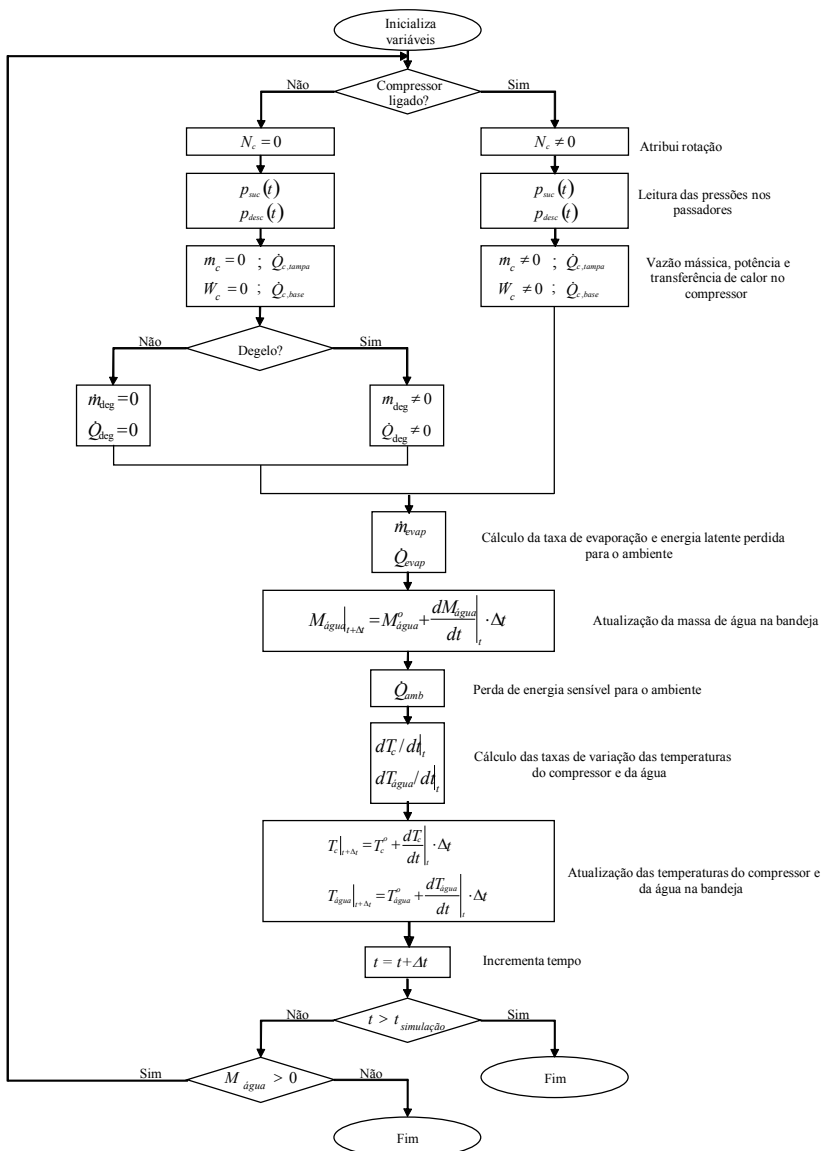


Figura 4.5 – Fluxograma do algoritmo para simulação do processo de evaporação da água de degelo

## 4.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Nesse capítulo desenvolveu-se um modelo matemático de natureza semi-empírica para estimar a taxa de evaporação da água de degelo e a temperatura característica da carcaça de um compressor hermético alternativo.

O modelo matemático foi dividido em dois domínios: submodelo da água e submodelo do compressor. As equações da conservação da massa e energia foram utilizadas na derivação de cada submodelo.

Correlações disponíveis na literatura foram utilizadas para o cálculo das taxas de transferência de calor e massa entre a água e o ambiente. Expressões para as eficiências volumétrica e global foram obtidas através de dados fornecidos pelo fabricante do compressor e utilizadas para obter a vazão mássica de refrigerante e a potência de compressão.

A resistência térmica entre o compressor e a bandeja foi obtida empiricamente para cada uma das quatro bandejas. Além disso, obteve-se também uma expressão para o coeficiente global de transferência de calor entre o compressor e o ambiente e uma expressão para a efetividade de transferência de calor na linha de descarga.

Por fim, a evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor, da temperatura da água e da massa de água contida na bandeja foram integradas no tempo através do método de Euler. As pressões nos passadores de sucção e descarga foram utilizadas como condições de contorno para a solução do modelo.

## 5 RESULTADOS

---

### 5.1 INTRODUÇÃO

No presente capítulo, serão apresentados os resultados obtidos durante a realização deste trabalho. Primeiramente, serão discutidos os resultados dos testes contemplados pelo planejamento fatorial.

Em seguida, serão apresentados os resultados dos testes adicionais onde a temperatura e a umidade relativa do ambiente, a velocidade do ar e a frequência de operação do compressor foram fixadas em valores distintos daqueles utilizados no planejamento fatorial.

Além disso, as previsões do modelo para a taxa de evaporação, temperatura da água, temperatura da superfície do compressor, vazão mássica de refrigerante, potência do compressor e temperatura do refrigerante no passador de descarga, serão comparadas com os resultados experimentais.

Os desvios entre as previsões do modelo e os valores experimentais da taxa média de evaporação foram avaliados da seguinte forma.

$$Erro = \frac{(\dot{m}_{calc} - \dot{m}_{exp})}{\dot{m}_{exp}} \cdot 100 \quad (5.1)$$

Por outro lado, as previsões do modelo para a evolução temporal da temperatura da água e temperatura da carcaça do compressor foram comparadas com os valores experimentais através do erro médio quadrático (*Root mean square error*):

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (T_{calc,i} - T_{exp,i})^2} \quad (5.2)$$

## 5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela 5.1 mostra os resultados obtidos durante os 32 testes do planejamento fatorial. Pode-se observar que a taxa média de evaporação variou entre 3 e 37 g/h. Observa-se também que na temperatura ambiente de 25°C (testes de 1 – 16), as bandejas do tipo convencional (amostras 1 e 3) proporcionaram a evaporação de uma massa de água inferior a massa de degelo em 75% dos casos. Com esse tipo de bandeja, só não ocorre transbordamento quando o ar está em alta velocidade e baixa umidade relativa ( $V_{ar} = 3,0$  m/s e  $\phi_{amb} = 45\%$  - testes 1 e 9).

Nas bandejas do tipo membrana (amostras 2 e 4), a taxa de evaporação foi suficientemente elevada em 75% dos casos, devido a redução da resistência térmica de contato. Nesse caso, só ocorre transbordamento quando o ar está em baixa velocidade e alta umidade relativa ( $V_{ar} = 0,25$  m/s e  $\phi_{amb} = 85\%$  - testes 8 e 16).



Tabela 5.1 – Resultados do planejamento fatorial

Teste	B <sub>n</sub> [-]	T <sub>amb</sub> [°C]	Φ <sub>amb</sub> [%]	V <sub>ar</sub> [m/s]	T <sub>c</sub> [°C]	T <sub>água</sub> [°C]	G <sub>deg</sub> [g]	M <sub>evap</sub> [g]	m <sub>evap</sub> [g/h]
1	1	25,1	45	3,00	24,1	21,2	95	226	18,8
2		25,3	83	3,00	25,0	24,1	102	91	7,6
3		25,1	45	0,25	24,1	21,7	96	92	7,7
4		25,2	84	0,25	25,1	23,7	97	42	3,5
5	2	25,0	44	3,00	22,4	21,3	98	306	25,5
6		25,1	84	3,00	24,6	24,0	97	147	12,3
7		25,0	45	0,25	23,0	21,7	103	135	11,3
8		25,2	84	0,25	24,7	24,1	98	88	7,3
9	3	25,2	45	3,00	24,8	21,2	103	246	20,5
10		25,3	85	3,00	24,5	23,6	99	97	8,1
11		25,0	44	0,25	24,5	21,5	100	85	7,1
12		25,5	85	0,25	24,8	23,8	91	37	3,1
13	4	25,1	45	3,00	24,3	21,5	106	302	25,2
14		25,1	85	3,00	24,3	23,7	106	155	12,9
15		25,1	45	0,25	23,3	22,0	108	127	10,6
16		25,3	84	0,25	24,5	24,0	103	77	6,4
17	1	35,0	46	3,00	34,0	30,4	98	308	25,7
18		35,4	85	3,00	35,0	33,6	100	133	11,1
19		35,0	45	0,25	34,3	30,6	101	156	13,0
20		35,1	85	0,25	35,1	33,9	96	82	6,8
21	2	35,1	45	3,00	32,2	30,6	97	447	37,3
22		35,0	85	3,00	34,3	33,7	98	258	21,5
23		35,2	45	0,25	32,1	30,6	101	240	20,0
24		35,1	85	0,25	34,6	34,0	99	171	14,3
25	3	35,0	46	3,00	34,0	30,4	98	329	27,4
26		35,0	85	3,00	34,9	33,7	106	143	11,9
27		35,0	45	0,25	34,0	30,2	102	168	14,0
28		35,1	85	0,25	35,1	34,1	99	90	7,5
29	4	35,0	46	3,00	34,0	30,4	98	439	36,6
30		35,1	85	3,00	34,6	33,9	100	250	20,8
31		35,0	45	0,25	34,0	30,5	102	213	17,8
32		35,1	85	0,25	34,5	33,9	102	150	12,5

Um panorama semelhante é encontrado nos testes com temperatura ambiente de 35,0°C (testes 17- 32). Nesse caso, observa-se que a taxa de evaporação é suficientemente elevada em 75% e 100% dos casos, respectivamente para as bandejas do tipo convencional e com membrana. O aumento na taxa de evaporação em todos os testes deve-se principalmente à maior fração de funcionamento do compressor, o que

permite uma maior transferência de calor ao longo do teste, aumentado dessa forma a massa total evaporada.

### 5.2.1 Análise de efeito

O planejamento fatorial dos experimentos permite avaliar o efeito que cada variável independente (fatores) exerce sobre a variável resposta (taxa de evaporação de água). O efeito de um fator caracteriza-se como a variação média sofrida pela variável dependente quando a variável independente passa do seu nível inferior para o seu nível superior. A Tabela 5.2 mostra os fatores e níveis utilizados no planejamento fatorial.

Tabela 5.2 – Parâmetros do planejamento fatorial

Fatores	(-)	(+)	Unidade
Tipo de bandeja	Membrana	Convencional	-
Fator de cobertura	0,53	0,84	-
Velocidade do ar	0,25	3,00	m/s
Umidade relativa ambiente	45	85	%
Temperatura ambiente	25,0	35,0	°C

É importante ressaltar que o efeito de um determinado fator só pode ser quantificado quando todas as demais variáveis são mantidas constantes (Box *et al.*, 2005), o que não ocorre com o período e com a fração de funcionamento do compressor. Além disso, devido a geometria das bandejas, as áreas de transferência de calor e massa não foram mantidas constantes ao longo do teste (as áreas variam em função nível de água na bandeja - ver Apêndice E).

Deve-se ainda mencionar que em um planejamento fatorial de apenas dois níveis do tipo  $2^k$  (onde  $k$  é o número de variáveis independentes), assume-se que a resposta obtida varia linearmente com os fatores avaliados (Montgomery e Runger, 2011). Contudo, a taxa de evaporação não apresenta uma dependência linear com a velocidade do escoamento do ar sobre a bandeja para a faixa  $0,25 \text{ m/s} < V_{ar} < 3,00 \text{ m/s}$ .

Entretanto, ainda assim é interessante realizar uma análise de efeito indicativa, com o intuito de identificar quais das variáveis independentes testadas apresentam o maior efeito sobre a taxa de evaporação de água de degelo.

Figura 5.1 mostra as magnitudes dos efeitos principais sobre a taxa média de evaporação de água. Observa-se que quando a bandeja do tipo membrana é substituída por uma do tipo convencional, a taxa média de

evaporação de água é reduzida em aproximadamente 6,2 g/h, devido ao aumento da resistência térmica entre compressor e a bandeja e consequente redução da taxa de transferência de calor do compressor para a água. Observa-se ainda que o fator de cobertura apresentou um efeito insignificante para a faixa testada durante os experimentos.

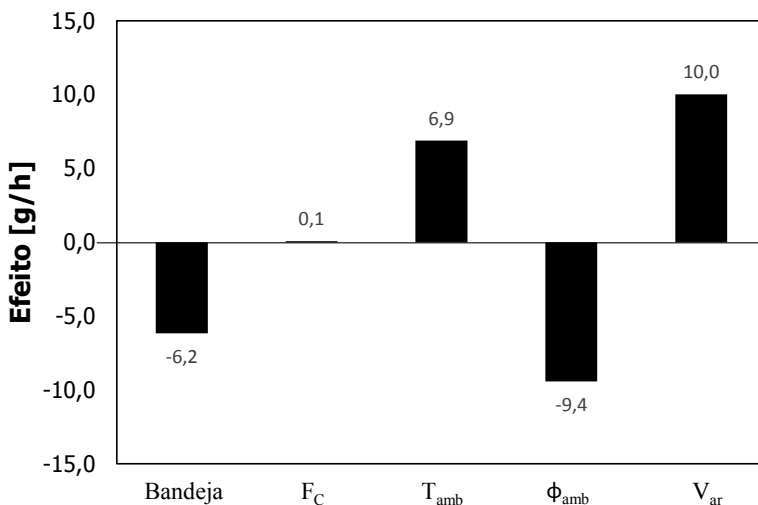


Figura 5.1 – Efeito das variáveis independentes sobre a taxa média de evaporação de água

Em adição, o efeito da temperatura ambiente sobre a taxa de evaporação de água é positivo, indicando que quando a temperatura sobe de 25°C para 35°C, ocorre um aumento médio de aproximadamente 6,9 g/h na taxa de evaporação de água. É importante notar que, quando a temperatura ambiente se eleva, elevam-se também a temperatura de condensação, razão de compressão, tempo de operação e temperatura da carcaça do compressor assim como a própria temperatura da água. Esses fatores acabam contribuindo para um aumento na taxa média de evaporação. Por outro lado, como era de se esperar, o aumento da umidade relativa ambiente apresenta um efeito negativo sobre a taxa de evaporação de água. Quando a umidade relativa é elevada de 45% para 85%, observa-se uma redução média de aproximadamente 9,4 g/h na taxa de evaporação de água. Isso ocorre visto que a medida que a umidade relativa ambiente se eleva, ocorre uma redução no gradiente de umidade entre o vapor saturado na superfície da água e o ar ambiente,

consequentemente reduzindo o potencial para transferência de massa. Por fim, observa-se que quando a velocidade do ar aumenta de 0,25 m/s para 3,00 m/s, os coeficientes de transferência de calor e massa se elevam. Consequentemente, observa-se um aumento de aproximadamente 10,0 g/h na taxa média de evaporação de água.

### 5.2.2 Pressões nos passadores de sucção e descarga

As Figura 5.2 e a Figura 5.3 ilustram respectivamente o comportamento das pressões de sucção e descarga durante os testes com  $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$  e  $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ . Observa-se que a atuação dos controladores foi satisfatória em ambos os casos e ao longo de todo o experimento, com pequenas oscilações apenas na partida do compressor.

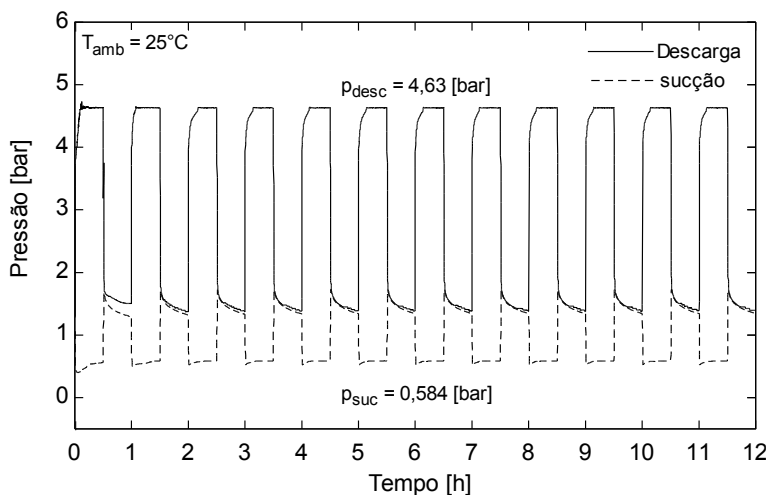


Figura 5.2- Evolução temporal das pressões de sucção e descarga ( $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $\bar{P} = 3600$  s,  $\bar{\tau} = 50\%$ )

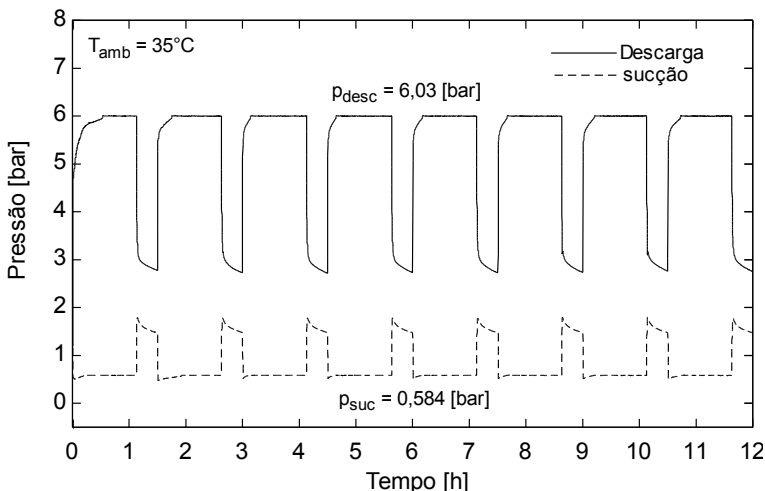


Figura 5.3 - Evolução temporal das pressões de sucção e descarga ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $\bar{P} = 5400 \text{ s}$ ,  $\bar{\tau} = 75\%$ )

### 5.3 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

Nesta seção, o modelo matemático será devidamente validado. Primeiramente, as expressões utilizadas para caracterizar as curvas de rendimento global e volumétrico serão validadas através de comparações entre as previsões do modelo e os resultados experimentais de vazão mássica e potência de compressão. Além disso, as previsões do modelo para a temperatura do refrigerante na descarga do compressor serão também confrontadas com os resultados experimentais.

Em seguida, serão apresentadas as comparações entre os resultados experimentais e as previsões do modelo para a temperatura da carcaça do compressor, temperatura da água e taxa de evaporação tanto para os testes do planejamento fatorial como para os testes adicionais.

Por fim, serão apresentados os erros percentuais relativos à taxa média de evaporação e o erros médios quadráticos para a temperatura da carcaça do compressor e temperatura da água.

### 5.3.1 Vazão mássica

A Figura 5.4 e a Figura 5.5 mostram, respectivamente, a evolução temporal da vazão mássica de refrigerante durante os testes com temperatura ambiente de 25°C e 35°C. Observa-se que as previsões do modelo concordam razoavelmente bem com os resultados experimentais. Em ambos os casos, erros maiores são detectados no primeiro ciclo de operação do compressor. Isso deve-se ao fato de a curva de pressão (ver seção 4.4.4) ter sido obtida em regime transiente periódico (terceiro ciclo). Dessa forma, logo após a partida, o controlador não é capaz de controlar a pressão de sucção de maneira efetiva, o que afeta a vazão mássica. Quando o sistema atinge o regime transiente periódico a atuação do controlador é corrigida e não ocorrem mais variações significativas na vazão mássica em cada ciclo.

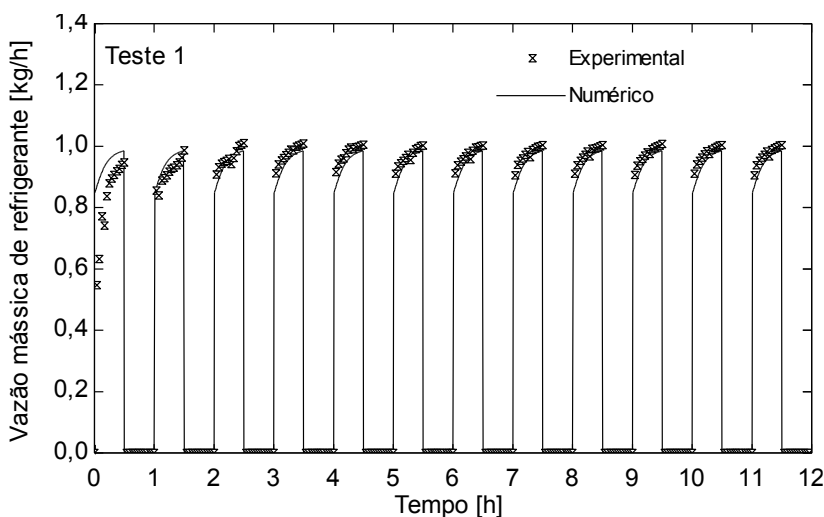


Figura 5.4 – Vazão mássica de refrigerante ( $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 45\%$ ,  $V_{ar} = 3,0 \text{ m/s}$ ,  $F_c = 0,84$ , convencional)

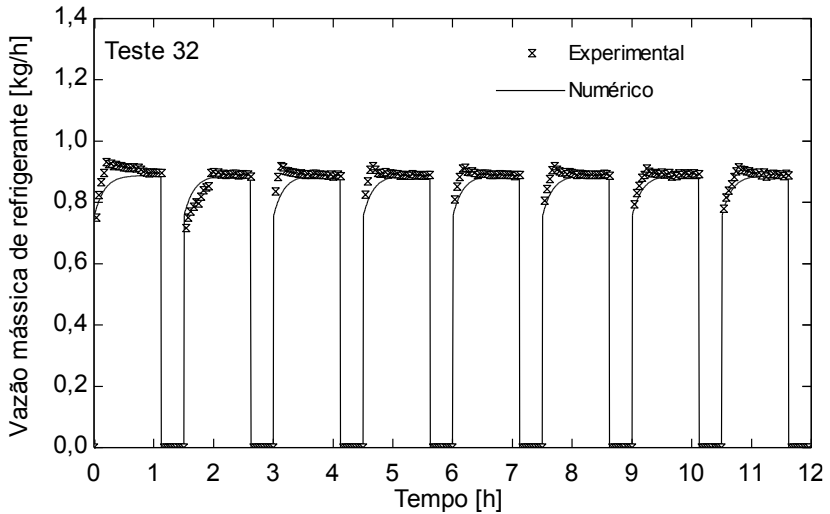


Figura 5.5 – Vazão mássica de refrigerante ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 85\%$ ,  $V_{ar} = 0,25 \text{ m/s}$ ,  $F_c = 0,53$ , membrana)

### 5.3.2 Potência

A Figura 5.6 e a Figura 5.7 ilustram, respectivamente, a evolução temporal da potência de compressão durante os testes com temperatura ambiente de  $25^{\circ}\text{C}$  e  $35^{\circ}\text{C}$ . Pode-se observar que as previsões do modelo reproduzem razoavelmente bem os dados experimentais em ambos os casos.

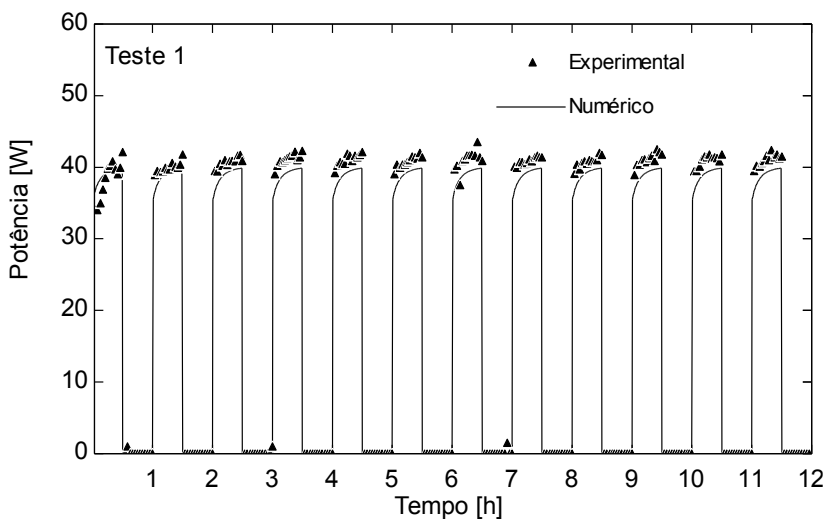


Figura 5.6 – Potência de compressão ( $T_{amb} = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 45\%$ ,  $V_{ar} = 3,0$  m/s,  $F_c = 0,84$ , convencional)

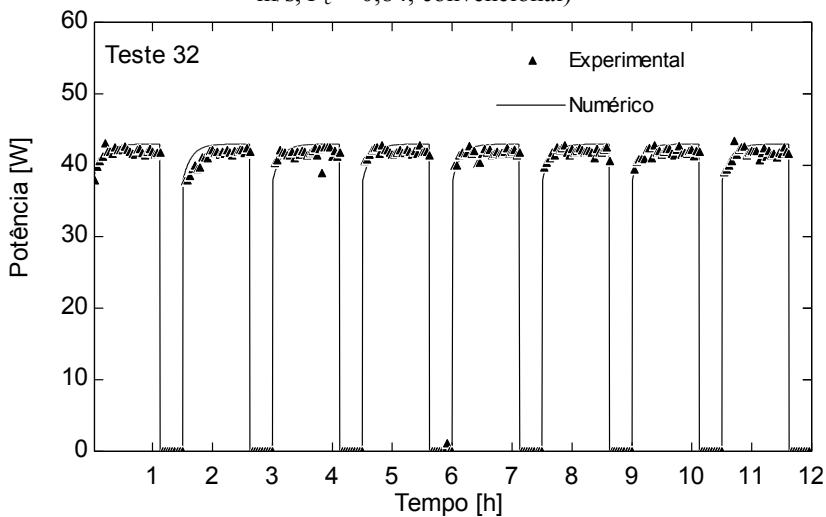


Figura 5.7 – Potência de compressão ( $T_{amb} = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 85\%$ ,  $V_{ar} = 0,25$  m/s,  $F_c = 0,53$ , membrana)



### 5.3.3 Temperatura no passador de descarga

A Figura 5.8 e a Figura 5.9 ilustram, respectivamente, a evolução temporal da temperatura no passador de descarga para os testes com temperatura ambiente 25°C e 35°C.

Novamente, percebe-se que o modelo capta razoavelmente os resultados experimentais. Os maiores erros foram encontrados nos primeiros ciclos, pelos mesmos motivos já explicados anteriormente.

Assumiu-se que após o compressor desligar, a temperatura de descarga é instantaneamente igual a temperatura do ambiente.

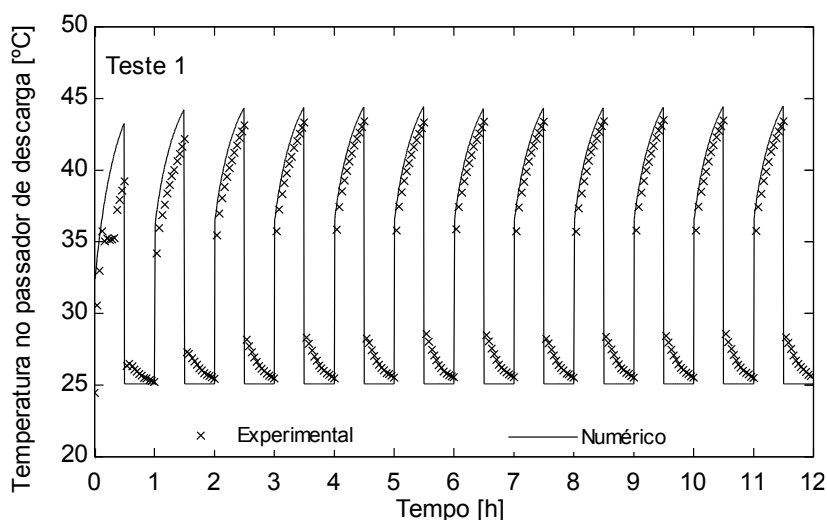


Figura 5.8 – Temperatura de descarga ( $T_{amb} = 25,0^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 45\%$ ,  $V_{ar} = 3,0$  m/s,  $F_c = 0,84$ , convencional)

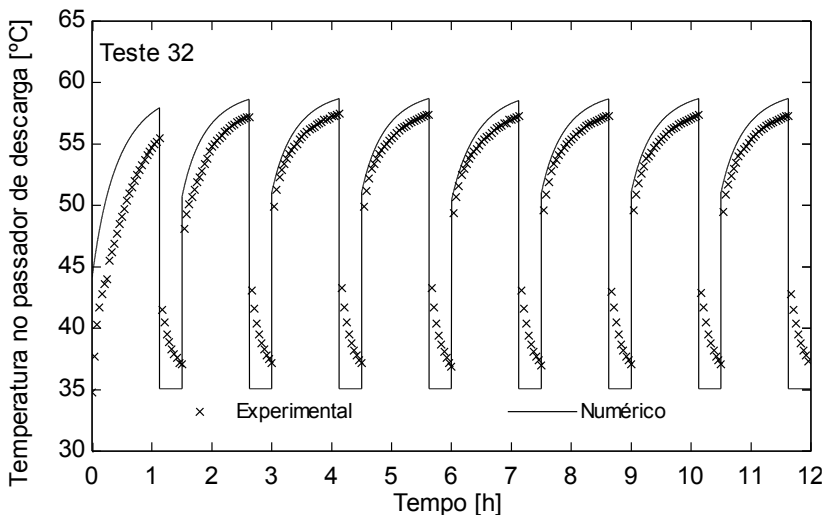


Figura 5.9 – Temperatura do passador de descarga ( $T_{amb} = 35,0^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 85\%$ ,  $V_{ar} = 0,25 \text{ m/s}$ ,  $F_c = 0,53$ , membrana)

É importante mencionar que não faz sentido utilizar o erro médio quadrático para avaliar a qualidade do modelo no que se refere a temperatura no passador de descarga, uma vez que quando o compressor está desligado, não existe refrigerante em circulação.

Por esse motivo, adotou-se a máxima temperatura de descarga ao longo do teste como parâmetro de validação. A Figura 5.10 mostra que o modelo consegue prever a temperatura máxima de descarga com uma razoável precisão, onde 87,5% dos pontos considerados se mantiveram dentro de uma faixa de erro de  $\pm 3,0^{\circ}\text{C}$  em relação aos pontos experimentais.

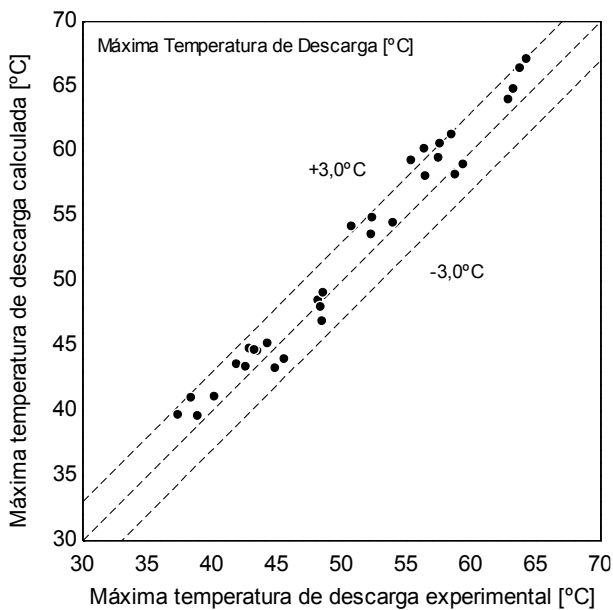


Figura 5.10 – Temperatura de descarga: numérico vs. experimental

A temperatura do passador de descarga é reduzida à medida que a temperatura da carcaça do compressor diminui. A Figura 5.11 mostra a queda na temperatura de descarga quando a bandeja do tipo convencional é substituída por uma do tipo membrana.

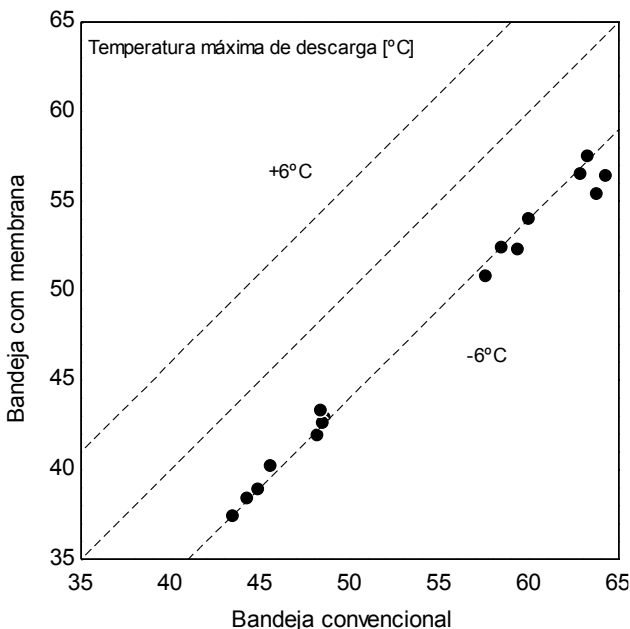


Figura 5.11 – Redução da temperatura de descarga

Como explicado anteriormente, a membrana flexível expulsa o ar da interface entre o compressor e a bandeja, aumentando a taxa de transferência de calor e reduzindo a temperatura da carcaça. Como resultado, a temperatura média da descarga foi reduzida em aproximadamente 6,0°C quando a bandeja do tipo membrana foi utilizada.

É interessante notar que o calor transferido da linha de descarga para a água na bandeja deixa de ser rejeitado no condensador. Consequentemente, o sistema passa a trabalhar com uma temperatura de condensação inferior à do sistema original, o que promove uma melhora na rendimento global do ciclo devido a redução da pressão de condensação.

### 5.3.4 Temperatura da carcaça do compressor, temperatura da água e taxa de evaporação

Nesta seção serão apresentadas as previsões do modelo para a evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor, temperatura da água e massa total de água na bandeja. Tais previsões serão comparadas com os resultados experimentais em condições de baixa e alta

taxa de evaporação. Para cada condição, a influência da redução da resistência térmica da bandeja será avaliada através da comparação entre os resultados obtidos com as bandejas com e sem membrana.

#### a) Baixa taxa evaporação

A Figura 5.12 mostra a evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor para as bandejas do tipo convencional e membrana (testes 4 e 8 - Tabela 5.1). A Tabela 5.3 apresenta as condições de operação utilizadas durante o teste.

Tabela 5.3 – Condições de teste para baixa taxa de evaporação

$F_c$ [-]	$T_{amb}$ [°C]	$\Phi_{amb}$ [%]	$V_{ar}$ [m/s]	$N$ [Hz]	$\bar{P}$ [s]	$\bar{\tau}$ [%]
0,84	25,0	85	0,25	50	3600	50

Observa-se que o modelo matemático reproduz razoavelmente bem os resultados experimentais, independentemente do tipo de bandeja. O erro médio quadrático atingiu o valor de 1,6°C no teste com a bandeja convencional (teste 4) e de 1,2°C no teste com a bandeja do tipo membrana (teste 8). Observa-se ainda a temperatura da carcaça do compressor com uma bandeja do tipo membrana é sempre inferior à do tipo convencional, com diferenças máximas e mínimas de respectivamente 8,0°C e 6,0°C.

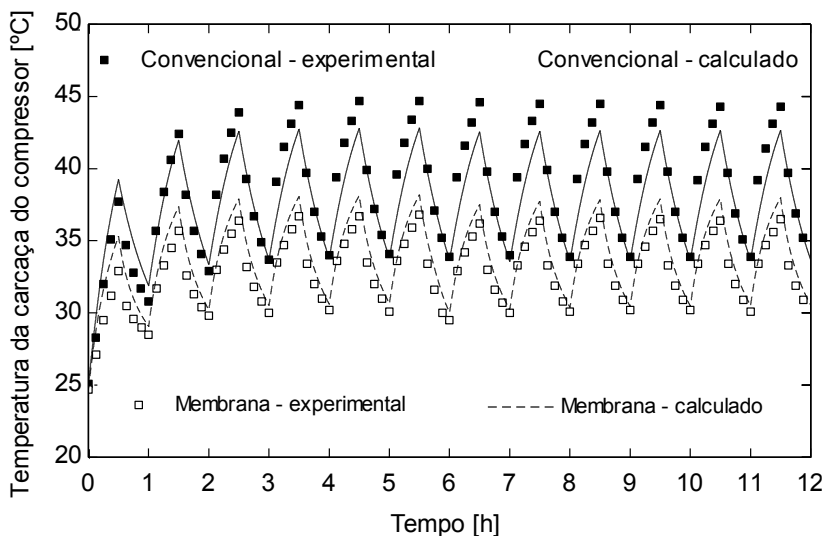


Figura 5.12 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor (testes 4 e 8)

De forma semelhante, a Figura 5.13 ilustra a evolução temporal da temperatura da água com bandejas do tipo convencional e membrana (testes 4 e 8 - Tabela 5.1) operando sob as condições apresentadas na Tabela 5.3.

Observa-se mais uma vez que existe uma boa concordância entre as previsões do modelo e os resultados experimentais, com erros médios quadráticos de 1,0°C e 1,4°C, respectivamente nos testes com bandeja do tipo convencional (teste 4) e do tipo membrana (teste 8).

Percebe-se ainda que o aumento médio da temperatura da água devido a redução da resistência térmica da interface foi de 4,0°C. Quando a temperatura da água aumenta, aumentam também a pressão de saturação do vapor e a concentração mássica na superfície livre da água. Consequentemente, ocorre um aumento do gradiente de concentração mássica de vapor de água entre a interface e o ambiente, aumentando assim o potencial de transferência de massa.

A Figura 5.14 mostra a evolução temporal da massa de água contida nas bandejas com e sem membrana. Observa-se que a elevação da temperatura da água, eleva o potencial de transferência de massa, o que se traduz em um aumento de 109,5% na taxa de evaporação com o uso da bandeja do tipo membrana.

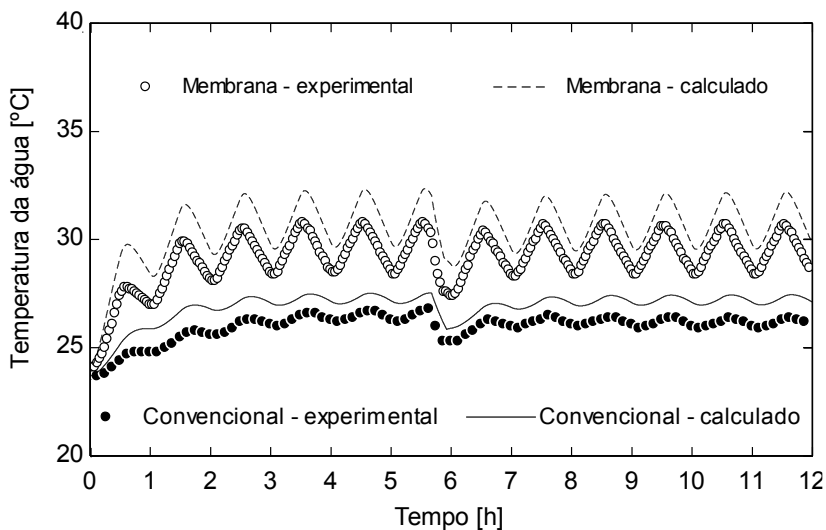


Figura 5.13 – Evolução temporal da temperatura da água na bandeja (testes 4 e 8)

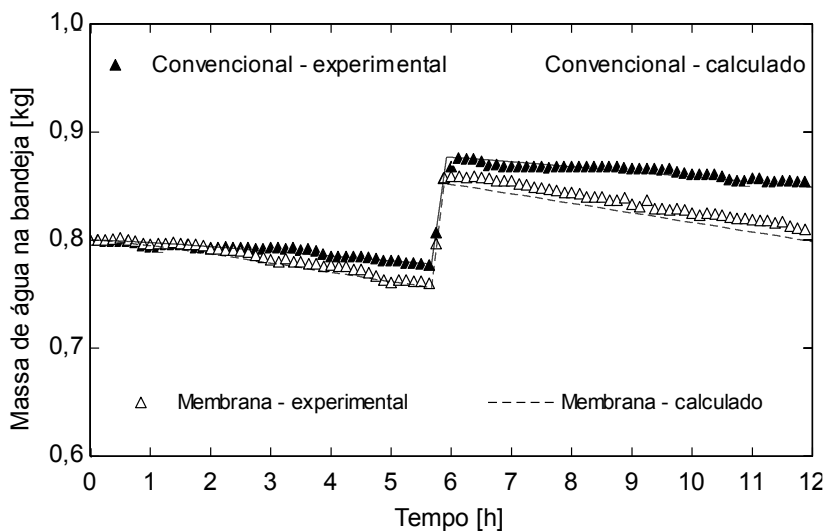


Figura 5.14 – Evolução temporal da massa de água na bandeja (testes 4 e 8)

b) *Alta taxa de evaporação*

A seguir, serão explorados os resultados obtidos com uma alta taxa de evaporação (testes 25 e 29). Nesses testes, foram utilizadas bandejas com fator de cobertura  $F_c = 0,53$ , sujeitos as condições de operação apresentadas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Condições de teste para alta taxa de evaporação

$F_c$	$T_{amb}$	$\Phi_{amb}$	$V_{ar}$	$N$	$\bar{P}$	$\bar{\tau}$
[-]	[°C]	[%]	[m/s]	[Hz]	[s]	[%]
0,53	35,0	45	3,00	50	5400	75

A Figura 5.15 mostra a evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor nos testes com bandejas do tipo convencional (teste 25) e membrana (teste 29). O modelo apresentou uma concordância satisfatória em relação aos resultados experimentais com erros médios quadráticos de 2,7°C e 1,4°C para as bandejas do tipo convencional e membrana. Nessa condição, a diferença média de temperatura entre os dois testes foi de aproximadamente 10,0°C.

De forma semelhante, a Figura 5.16 ilustra a evolução temporal da temperatura da água na bandeja. Os erros médios quadráticos entre as previsões do modelo e os resultados experimentais foram de 0,7°C e 0,4°C, respectivamente para a bandeja do tipo convencional e do tipo membrana. A redução da resistência térmica provocou um aumento médio de 1,6°C na temperatura da água.

Figura 5.17 ilustra a evolução temporal da massa de água contida na bandeja. Observa-se que a o aumento da temperatura da água devido a redução da resistência térmica da interface gerou um aumento de 33,4% na taxa média de evaporação de água.



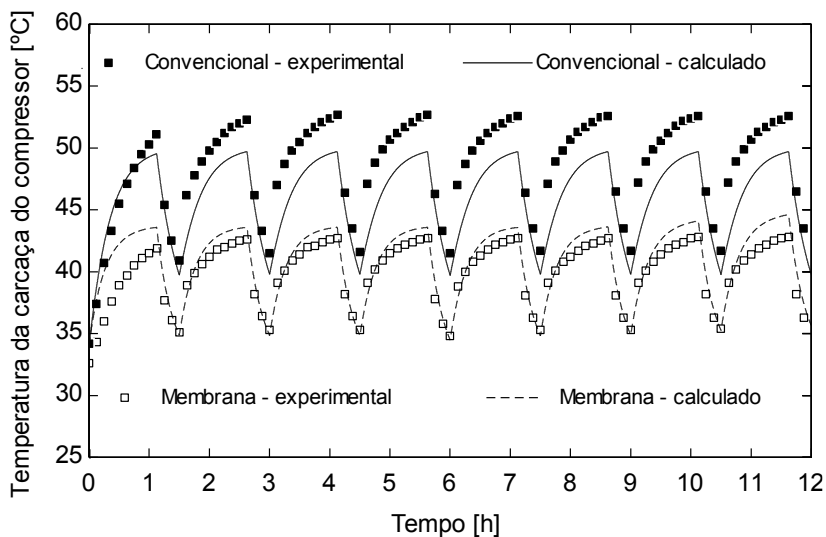


Figura 5.15 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor (testes 25 e 29)

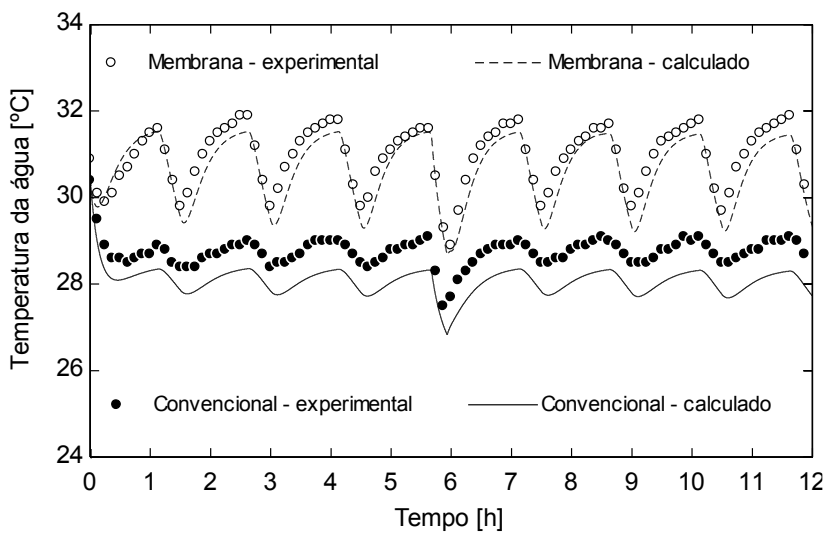


Figura 5.16 – Evolução temporal da temperatura da água na bandeja (testes 25 e 29)

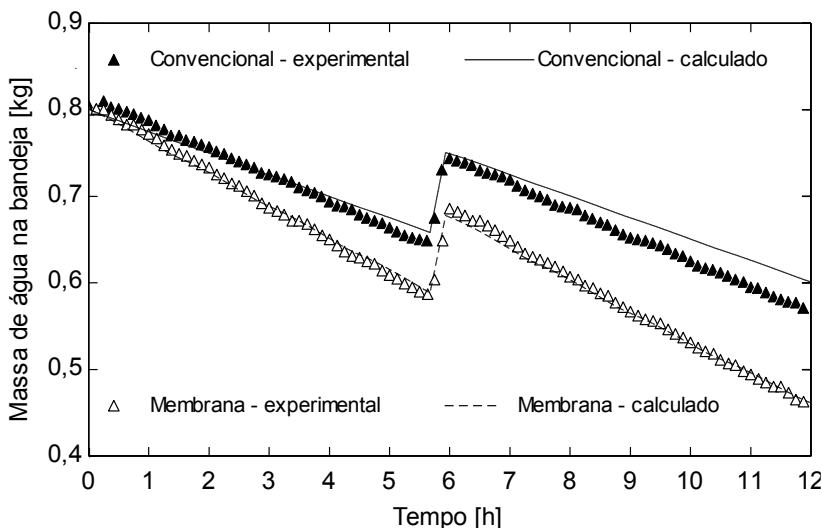


Figura 5.17 – Evolução temporal da massa de água na bandeja (testes 25 e 29)

Por fim, a Figura 5.18 mostra a variação da temperatura da carcaça do compressor e da água devido a redução da resistência térmica da interface para os 32 testes do planejamento fatorial. Para isso, foram comparadas as máximas temperaturas da carcaça do compressor e da água para as duas bandejas. É interessante notar que a temperatura da carcaça do compressor foi reduzida em aproximadamente  $8,6^{\circ}\text{C}$ , contra um aumento médio de  $3,3^{\circ}\text{C}$  na temperatura da água, o que aumentou a taxa média de evaporação entre 22,8% e 109,5%.

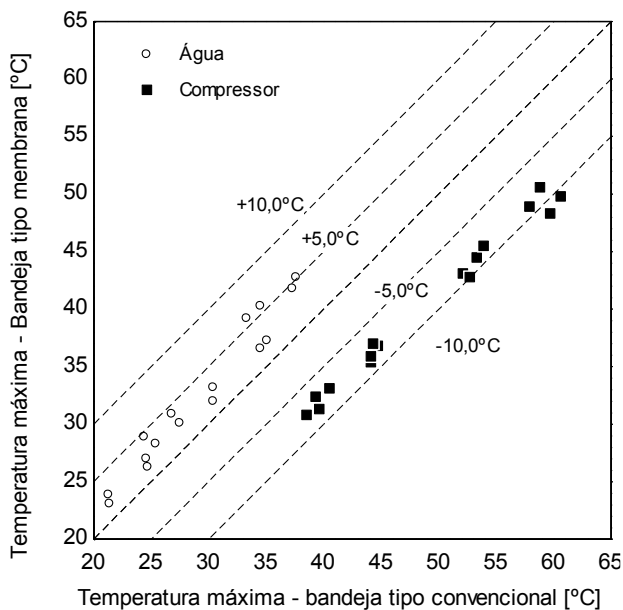


Figura 5.18 – Variação das temperaturas da água e da carcaça do compressor para os testes com e sem membrana

### 5.3.5 Testes fora do planejamento fatorial

Nesta seção serão apresentadas as previsões do modelo para testes realizados em condições de operação distintas daquelas definidas pelo planejamento fatorial.

As condições de operação do teste 1 (Tabela 5.5) foram utilizadas como condição de referência para os testes adicionais.

Tabela 5.5 – Condição de referência para os testes fora do planejamento fatorial

Teste	Bandeja	Fc [-]	T <sub>amb</sub> [°C]	Φ <sub>amb</sub> [%]	V <sub>ar</sub> [m/s]	N [Hz]	$\bar{P}$ [s]	$\bar{\tau}$ [%]
1	Convencional	0,84	25,0	45,0	3,00	50	3600	50

A Tabela 5.6 mostra as condições de operação para os testes adicionais realizados.

Tabela 5.6 – Testes adicionais

Teste	T <sub>amb</sub> [°C]	Φ <sub>amb</sub> [%]	V <sub>ar</sub> [m/s]	M <sub>água</sub> [kg]	T <sub>c</sub> [°C]	T <sub>água</sub> [°C]	G <sub>deg</sub> [kg]	N <sub>c</sub> [Hz]
33	25,0	45,2	1,00	0,802	24,0	21,5	0,097	50,0
34	25,0	44,7	2,00	0,802	24,3	21,5	0,100	50,0
35	30,0	64,8	1,60	0,802	29,4	27,3	0,094	50,0
36	30,0	65,1	1,60	0,802	29,2	27,2	0,102	33,3
37	30,1	65,0	1,60	0,801	29,5	27,2	0,102	66,7

### a) Velocidade do ar

Primeiramente, foram realizados dois experimentos com velocidades do ar distintas daquelas utilizadas no planejamento fatorial. Os testes 33 e 34 foram realizados nas condições de operação apresentadas na Tabela 5.5, porém com velocidades  $V_{ar} = 1,0$  m/s e  $V_{ar} = 2,0$  m/s.

O aumento da velocidade do ar causou uma redução média de 2,1°C na temperatura da carcaça do compressor e de 1,2°C na temperatura da água. Os erros médios quadráticos para as temperaturas do compressor e da água foram de 1,6°C e 0,5°C no teste 33 e 1,3°C e 0,3°C no teste 34.

A Figura 5.19 compara as previsões do modelo matemático com os resultados experimentais dos testes 33 ( $V_{ar} = 1,0$  m/s) e 34 ( $V_{ar} = 2,0$  m/s). Percebe-se que o aumento da velocidade do ar provoca um aumento de 32,6% na taxa média de evaporação de água. Percebe-se também que o modelo apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais, com desvios de -9,0% e -13,3% nas taxas médias de evaporação dos testes 33 e 34.

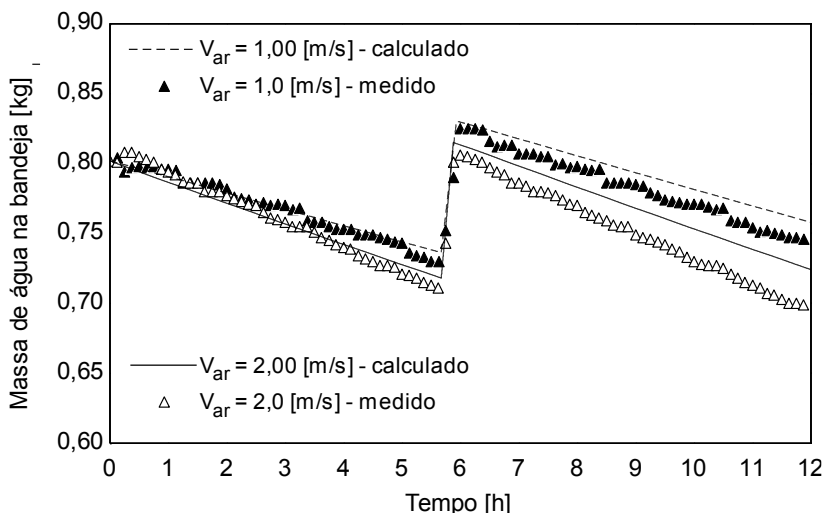


Figura 5.19 – Massa de água na bandeja em função da velocidade do ar (testes 33 e 34)

### b) Temperatura ambiente e umidade relativa

O teste 35 foi realizado com uma temperatura ambiente de 30°C e umidade relativa de 65%. Nesse caso a pressão de sucção foi mantida fixa, mas a pressão de descarga foi alterada de acordo com a temperatura ambiente (ver seção 3.62), assumindo um valor de 5,28 bar.

A Figura 5.20 compara as previsões do modelo matemático com os resultados experimentais obtidos para a temperatura da água e para a temperatura da carcaça do compressor .

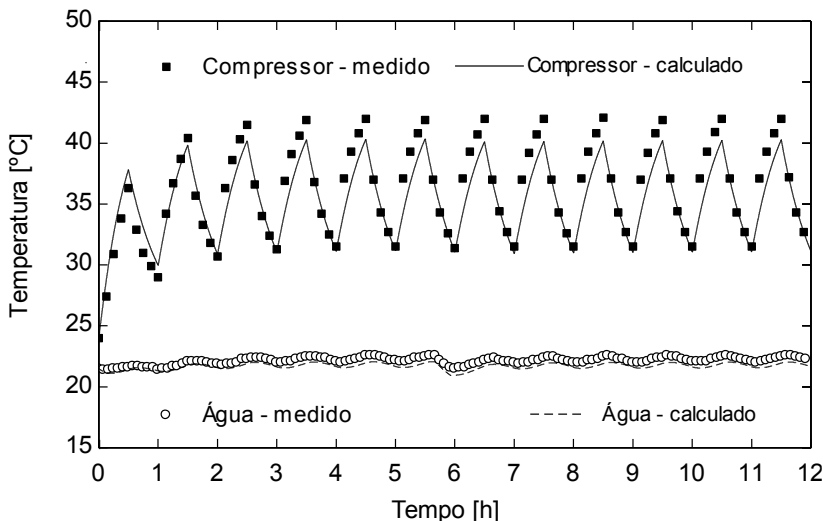


Figura 5.20 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor e da temperatura da água (teste 35)

Observa-se que existe uma boa concordância entre as previsões do modelo e os resultados experimentais, com erros médios quadráticos para as temperaturas do compressor e da água de respectivamente  $1,4^{\circ}\text{C}$  e  $0,4^{\circ}\text{C}$ .

Por fim, a Figura 5.21 compara as previsões do modelo com os resultados experimentais obtidos para a massa de água contida na bandeja. Nesse caso, o desvio entre as previsões do modelo e os resultados experimentais foi de  $-14,8\%$ .

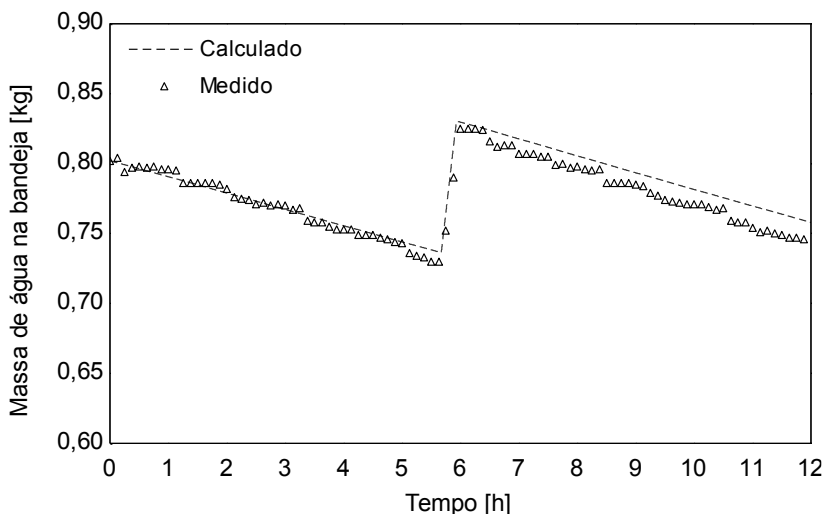


Figura 5.21 – Evolução temporal da massa de água na bandeja (teste 35)

### c) Frequência de operação do compressor

Dois testes adicionais foram ainda realizados nas mesmas condições de operação do teste 35, porém com frequências de operação do compressor de 33,3 Hz (2000 RPM) e 66,6 Hz (4000 RPM) para os testes 36 e 37, respectivamente.

A Figura 5.22 compara as previsões do modelo e os resultados experimentais para a evolução temporal da vazão mássica. Em ambos os casos foram observados desvios inferiores a 1% para a vazão mássica média.

De forma semelhante, a Figura 5.23 compara os resultados obtidos para a potência de compressão. Nesse caso os desvios se mantiveram inferiores a 10% em ambos os testes.

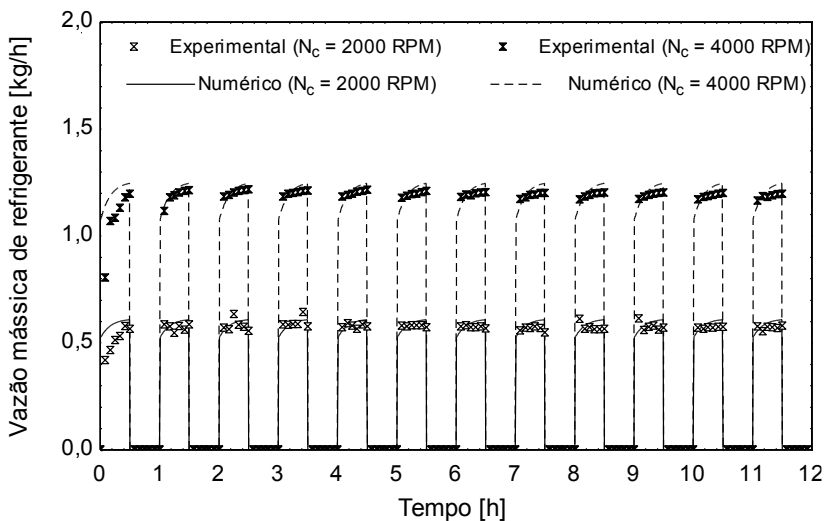


Figura 5.22 – Evolução temporal da vazão mássica de refrigerante em diferentes frequências de operação (testes 36 e 37)

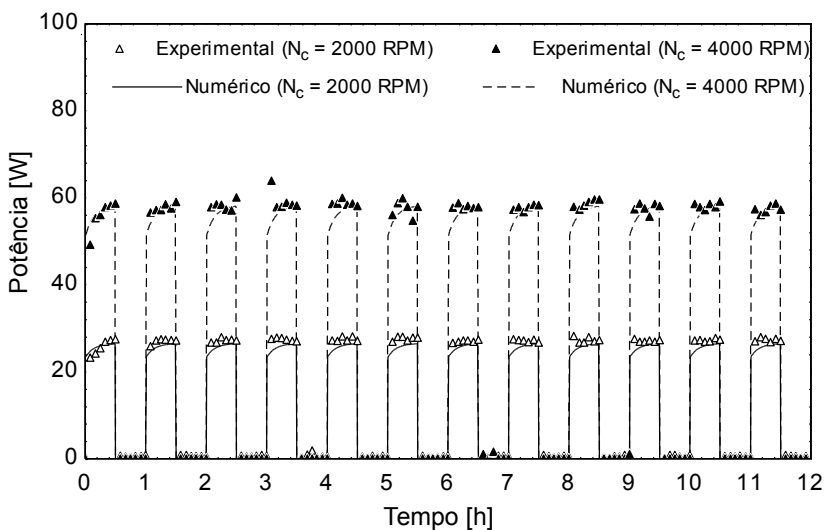


Figura 5.23 – Evolução temporal da potência de compressão para diferentes frequências de operação (testes 36 e 37)



Por fim a Figura 5.24 compara a evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor nas duas frequências de operação testadas. Percebe-se que a temperatura da carcaça do compressor aumenta, em média, 8°C com o aumento da frequência de 33,3 Hz para 66,6 Hz.

Percebe-se também que o modelo apresentou uma boa concordância em relação aos resultados experimentais com erros quadráticos médios de 0,8°C para  $N_c = 33,3$  Hz e 1,9°C para  $N_c = 66,6$  Hz.

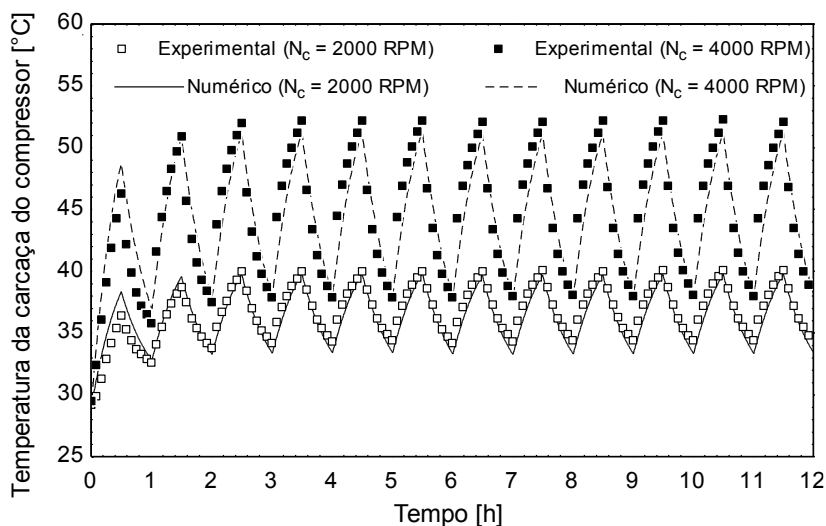


Figura 5.24 – Evolução temporal da temperatura da carcaça do compressor para diferentes frequências de operação (testes 36 e 37)

A Figura 5.25 compara a evolução temporal da temperatura da água na bandeja nos testes com frequência de operação mínima ( $N_c = 33,3$  Hz) e máxima ( $N_c = 66,7$  Hz). Observa-se que o modelo apresentou erro médio quadrático de 0,4°C em ambos os testes, e que a temperatura da água aumenta aproximadamente 1,0°C com a passagem da frequência de 33,3 Hz para 66,6 Hz.

Finalmente, a Figura 5.26 compara a massa de água contida na bandeja nas duas frequências. Pode-se observar que o aumento da frequência provocou um aumento médio de 23% na taxa de evaporação.

Percebe-se ainda que as previsões do modelo matemático apresentaram uma concordância razoável com os resultados experimentais com desvios de -14,7% e de -16,7%, respectivamente para as frequências mínima e máxima.

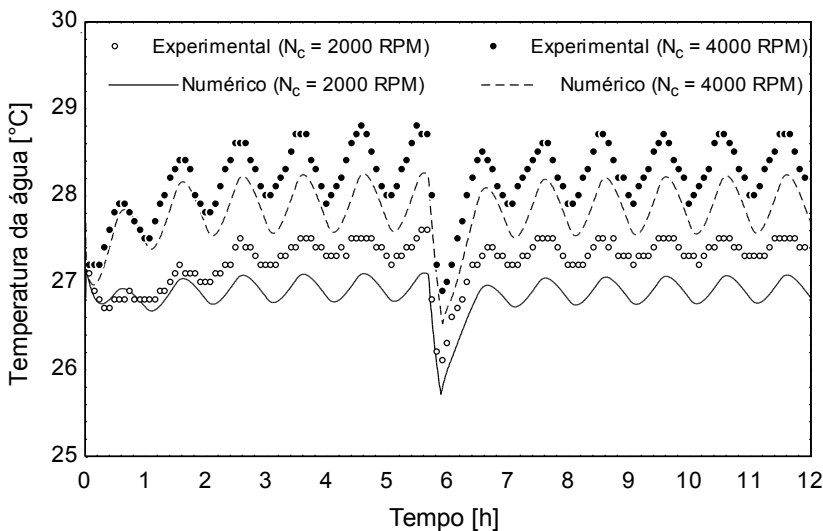


Figura 5.25 – Evolução temporal da temperatura em diferentes frequências de operação (testes 36 e 37)

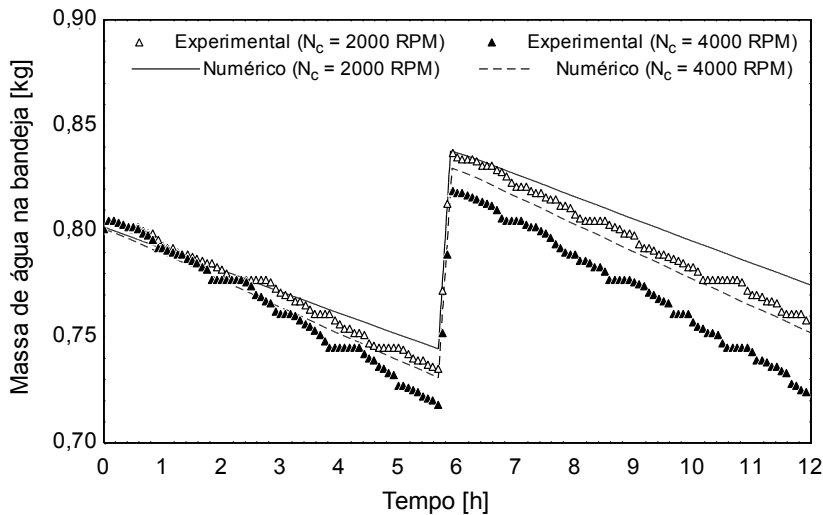


Figura 5.26 – Evolução temporal da massa de água na bandeja em diferentes frequências de operação (testes 36 e 37)

A Figura 5.27a compara as previsões do modelo com os resultados experimentais dos 32 testes do planejamento fatorial e com os 5 testes

adicionais. Como já mencionado, o modelo reproduz adequadamente os resultados experimentais. Os desvios entre as previsões do modelo e os resultados experimentais para a taxa média de evaporação variaram entre -19,5% e +33,8%, entretanto com mais de 85% dos pontos dentro de uma faixa de erro de  $\pm 15\%$ .

A Figura 5.27b mostra os erros médios quadráticos para a temperatura da carcaça do compressor e para a temperatura da água em todos os testes realizados. O erro médio quadrático para a temperatura da carcaça do compressor varia entre 0,8°C e 3,2°C, com 95% dos pontos com erros inferiores a 3,0°C. Os erros médios quadráticos referentes a temperatura da água variaram entre 0,1°C a 1,6°C, com aproximadamente 85% pontos com erros inferiores a 1,0°C.

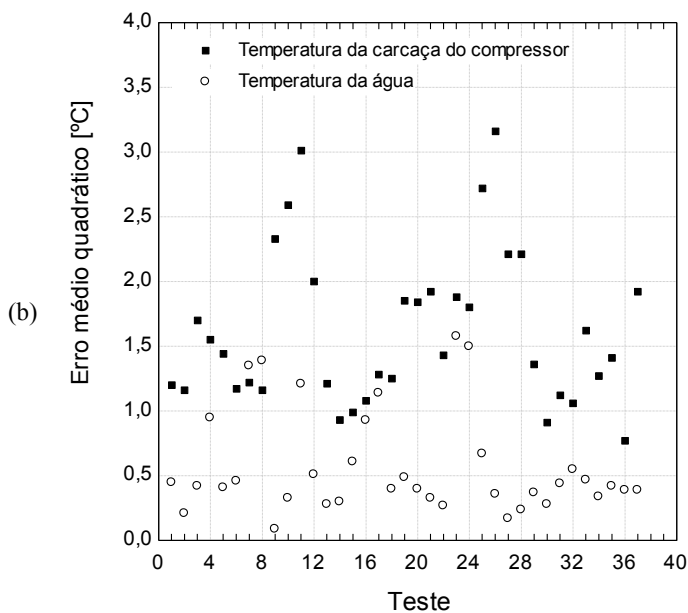
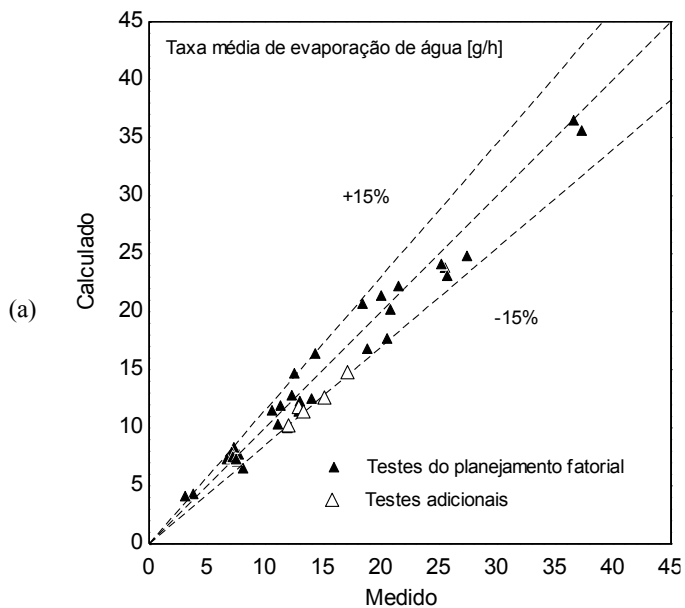


Figura 5.27 – Validação do modelo matemático: (a) Taxa média de evaporação, (b) erro médio quadrático

Finalmente, a Tabela 5.6 mostra detalhes dos resultados para a taxa média de evaporação em cada um dos 37 testes realizados.

Esta seção apresentou um exercício de validação do modelo matemático com todos os pontos do planejamento fatorial e com alguns pontos adicionais. Em todos os casos observou-se que o modelo reproduz adequadamente os resultados experimentais. O modelo pode então ser utilizado como uma ferramenta para explorar alguns aspectos do assunto em questão, como será apresentado na seção a seguir.

Tabela 5.7 – Resultados para taxa média de evaporação de água

Teste	B <sub>n</sub> [-]	T <sub>amb</sub> [°C]	Φ <sub>amb</sub> [%]	V <sub>ar</sub> [m/s]	m <sub>evap,calc</sub> [g/h]	m <sub>evap,exp</sub> [g/h]	Erro [%]
1	1	25,1	45	3,00	16,8	18,8	-10,5
2		25,3	83	3,00	7,1	7,6	-6,7
3		25,1	45	0,25	7,7	7,7	0,7
4		25,2	84	0,25	4,3	3,8	13,3
5	2	25,0	44	3,00	23,8	25,5	-6,7
6		25,1	84	3,00	12,8	12,3	4,8
7		25,0	45	0,25	11,9	11,3	6,2
8		25,2	84	0,25	8,3	7,3	12,9
9	3	25,2	45	3,00	17,7	20,5	-13,7
10		25,3	85	3,00	6,5	8,1	-19,2
11		25,0	44	0,25	7,9	7,1	10,9
12		25,5	85	0,25	4,1	3,1	33,8
13	4	25,1	45	3,00	24,1	25,2	-4,2
14		25,1	85	3,00	11,4	12,9	-11,6
15		25,1	45	0,25	11,5	10,6	8,6
16		25,3	84	0,25	7,3	6,7	10,2
17	1	35,0	46	3,00	23,1	25,7	-9,9
18		35,4	85	3,00	10,3	11,1	-7,0
19		35,0	45	0,25	12,3	13,0	-5,0
20		35,1	85	0,25	7,5	7,2	5,1
21	2	35,1	45	3,00	35,6	37,3	-4,4
22		35,0	85	3,00	22,2	21,5	3,3
23		35,2	45	0,25	21,4	20,0	7,2
24		35,1	85	0,25	16,4	14,3	15,0
25	3	35,0	46	3,00	24,8	27,4	-9,4
26		35,0	85	3,00	10,0	11,9	-15,8
27		35,0	45	0,25	12,5	14,0	-10,4
28		35,1	85	0,25	7,3	7,5	-2,4
29	4	35,0	46	3,00	36,5	36,6	-0,3
30		35,1	85	3,00	20,2	20,8	-3,0
31		35,0	45	0,25	20,7	18,4	12,5
32		35,1	85	0,25	14,7	12,5	17,5
33	1	25,0	45,2	1,00	11,8	12,9	-9,0
34		25,0	44,7	2,00	14,8	17,1	-13,3
35		30,0	64,8	1,60	11,4	13,3	-14,8
36		30,0	65,1	1,60	10,2	12,0	-14,7
37		30,1	65,0	1,60	12,6	15,1	-16,7

## 5.4 ANÁLISE NUMÉRICA

Na seção anterior realizou-se um exercício de validação do modelo matemático. Nesta seção, o modelo será utilizado para explorar aspectos específicos dos processos de transferência de calor e massa em bandejas de degelo. Para tanto, os termos da equação da conservação da energia serão quantificados em diferentes condições de operação.

### 5.4.1 Taxas de transferência de calor

Para melhor compreender os mecanismos de transferência de calor e massa inerentes ao processo de evaporação, os seguintes termos da equação da conservação da energia serão analisados:

- i) Transferência de calor latente devido à evaporação da água,  $\dot{Q}_{evap}$ .
- ii) Transferência de calor sensível entre a água e o ambiente,  $\dot{Q}_{amb}$ .
- iii) Transferência de calor entre o compressor e a água no volume de controle,  $\dot{Q}_{c,tampa}$ .
- iv) Taxa de variação da energia interna da água

A análise será realizada para bandejas com e sem membrana e em condições de alta e baixa taxa de evaporação (ver seção 5.3.4).

A Figura 5.28a ilustra a evolução temporal das taxas listadas anteriormente no teste com bandeja convencional e baixa taxa de evaporação ( $T_{amb} = 25,0^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 85\%$  e  $V_{ar} = 0,25 \text{ m/s}$ ), enquanto a Figura 5.28b mostra a evolução temporal das temperaturas da carcaça do compressor e da água contida na bandeja para o mesmo teste.

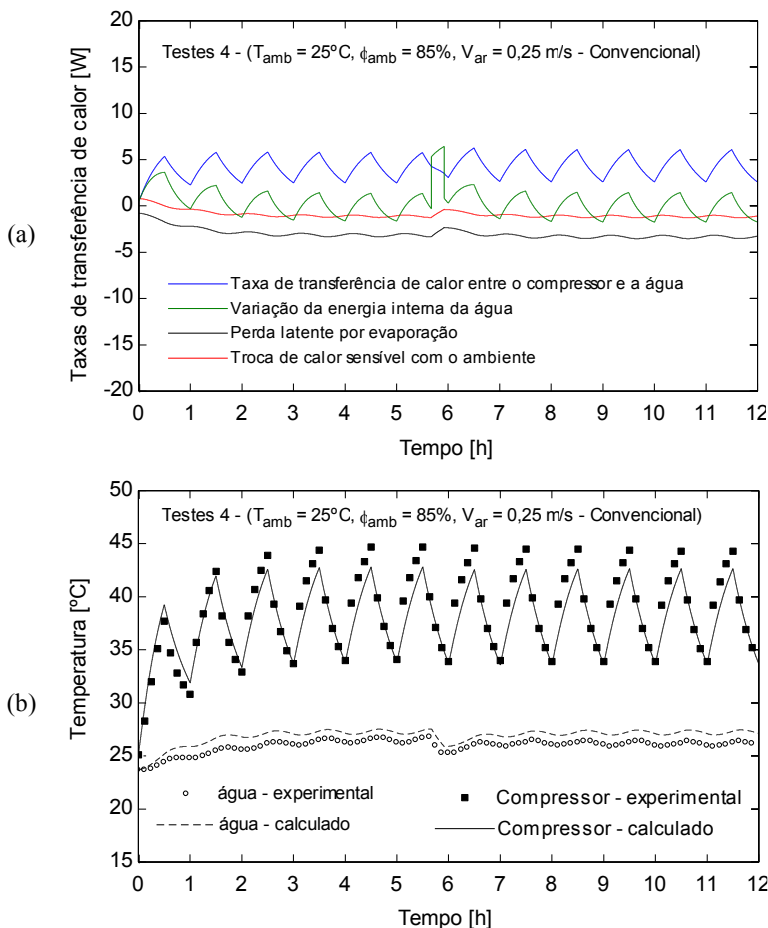


Figura 5.28 – Condição de baixa taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura do compressor e da água – bandeja convencional

É interessante notar que, mesmo antes da partida do compressor,  $\dot{Q}_{evap}$  é diferente de zero. Como citado anteriormente, a água está constantemente evaporando devido ao gradiente de concentração mássica de vapor entre a superfície livre e o ambiente. Esse processo de evaporação é sustentado através da transferência de calor sensível entre o ambiente e a bandeja. Para sustentar o processo de evaporação, a temperatura da água na bandeja atinge uma condição de equilíbrio a uma temperatura inferior à do ambiente ( $T_{amb} = 25^\circ\text{C}$  e  $T_{água,o} = 23,7^\circ\text{C}$ ).



Logo após o início do teste, a parcela relativa à transferência de calor entre o compressor e a água aumenta, atingindo um valor máximo de aproximadamente  $\dot{Q}_{c,tampa} = 5,5 \text{ W}$  no primeiro ciclo de operação do compressor, tornando-se assim a principal fonte de energia para a água contida na bandeja.

A medida que calor é transferido do compressor para a bandeja, a temperatura da água se eleva, reduzindo assim o gradiente de temperatura entre a água e o ambiente e também o potencial para transferência de calor. Consequentemente, a magnitude do termo de transferência de calor sensível entre a água e o ambiente,  $\dot{Q}_{amb}$ , é reduzida até zero quando  $T_{\text{água}} = T_{\text{amb}}$  ( $t \approx 0,5 \text{ h}$ ). Desse ponto em diante, a passa a ceder calor para o ar com uma taxa máxima de aproximadamente  $\dot{Q}_{amb} = -1,2 \text{ W}$ .

O sistema atinge aproximadamente o regime transiente periódico após o segundo ciclo do compressor com  $\dot{Q}_{evap} \approx -3,0 \text{ W}$ ,  $\dot{Q}_{amb} \approx -1,0 \text{ W}$  e  $0,5 \text{ W} < \dot{Q}_{c,tampa} < 6,3 \text{ W}$ . Durante o processo de degelo, ocorre uma transferência advectiva de energia associada ao fluxo de água de degelo o que aumenta a energia interna da água ( $t \approx 6,0 \text{ h}$ ).

Uma análise semelhante pode ser realizada para a bandeja com membrana. A Figura 5.29a mostra a evolução temporal das taxas de transferência de calor enquanto a Figura 5.29b ilustra as variações da temperatura da carcaça do compressor e da temperatura da água.

Vale ressaltar que, ao se substituir a bandeja convencional por uma do tipo membrana, aumenta-se a condutância global entre o compressor e a água na bandeja devido a redução da resistência térmica da interface. Como resultado, a taxa de transferência de calor proveniente do compressor aumentou para aproximadamente  $1,3 \text{ W} < \dot{Q}_{c,tampa} < 16,7 \text{ W}$ . Consequentemente, como já mostrado na seção 5.3.4a, a temperatura média da água aumentou aproximadamente  $4,0^\circ\text{C}$  em relação a temperatura obtida com bandeja convencional.

Com o resultado do aumento da temperatura média da água, a concentração mássica na interface ar/água se eleva, ocasionando um aumento de 109,5% na taxa média de evaporação. Isso pode ser observado através do aumento da taxa média de transferência de calor latente, que para a bandeja com membrana foi de  $\dot{Q}_{evap} \approx -6,0 \text{ W}$ .

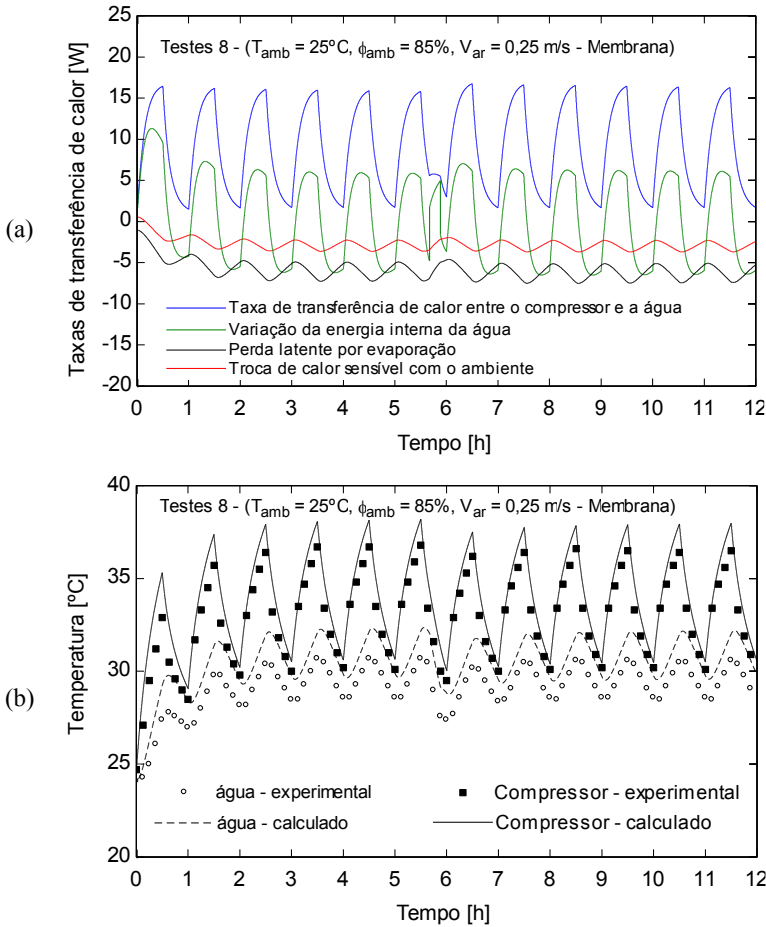


Figura 5.29 – Condição de baixa taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura da carcaça do compressor e da água – bandeja com membrana

Por sua vez, a Figura 5.30a mostra a evolução temporal das taxas de transferência de calor enquanto a Figura 5.30b ilustra as variações das temperaturas da carcaça do compressor e da água para o teste com bandeja convencional em condição de alta taxa de evaporação ( $T_{amb} = 35,0^\circ\text{C}$ ,  $\phi_{amb} = 45\%$  e  $V_{ar} = 3,00 \text{ m/s}$ ).

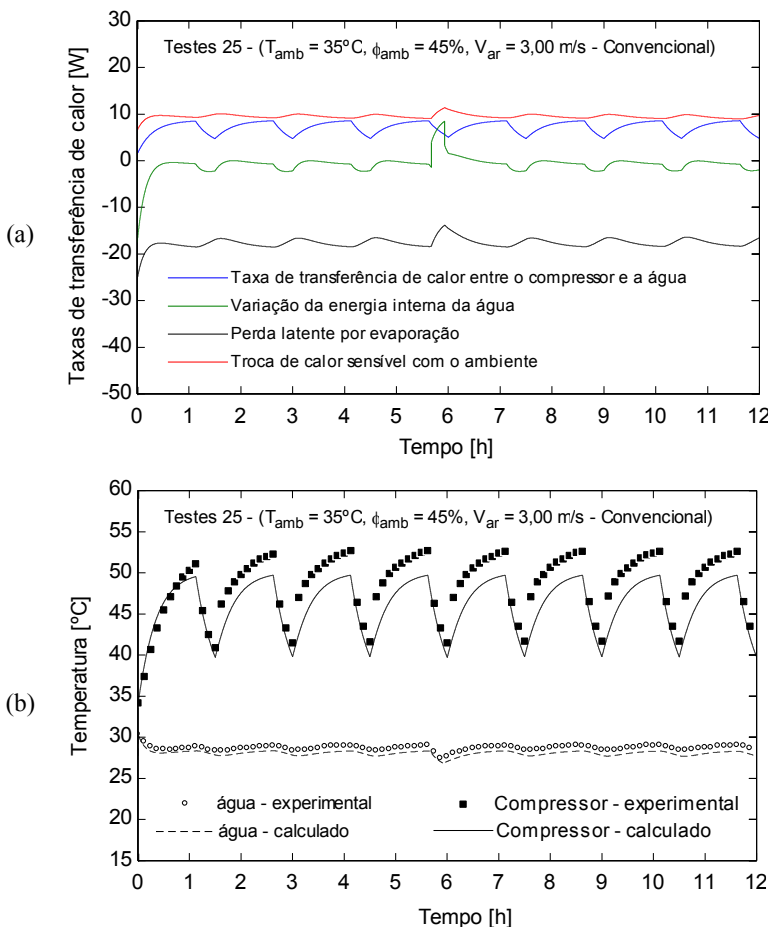


Figura 5.30 – Condição de alta taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura da carcaça do compressor e da água – bandeja convencional

Nessa condição, observa-se que a temperatura da água cai rapidamente após o acionamento do ventilador, como comprovado pela forte variação da energia interna da água no início do teste.

A medida que o compressor aquece, a temperatura da água decresce com uma menor intensidade até que a primeira condição de equilíbrio seja atingida em aproximadamente  $t \approx 0,5h$ . É interessante notar que, dadas às altas taxas de evaporação,  $\dot{Q}_{evap} \approx -18,0 \text{ W}$ , o compressor sozinho não é capaz de compensar a perda de energia latente.

Consequentemente, a temperatura da água na bandeja atinge uma condição de equilíbrio em um valor inferior ao da temperatura ambiente. O resultado é um fluxo de calor sensível do ambiente para a água contida na bandeja. Durante o teste, a taxa média de transferência de calor do ambiente para a água na bandeja foi de aproximadamente  $\dot{Q}_{amb} \approx 9,5 \text{ W}$ . Ainda, a taxa de transferência de calor do compressor para a bandeja variou entre  $1,4 \text{ W} < \dot{Q}_{c,tampa} < 8,6 \text{ W}$ .

Finalmente, a Figura 5.31a e Figura 5.31b ilustram respectivamente a evolução temporal das taxas de transferência de calor e das temperaturas da carcaça do compressor e da água para o teste em condição de alta taxa de evaporação para a bandeja com membrana.

Nesse caso, visto que a condutância global entre o compressor e a água na bandeja é maior, observa-se uma rápida recuperação da temperatura da água após a partida do compressor. Como explicado na seção 5.3.4b, a redução da resistência térmica entre o compressor e a água provocou um aumento de  $1,6^\circ\text{C}$  na temperatura média da água em relação ao teste com bandeja convencional. Consequentemente, a taxa média de evaporação torna-se 33,4% maior, constatado pelo valor da taxa de transferência de calor devido à evaporação, que nesse caso foi de aproximadamente  $\dot{Q}_{evap} \approx -26,0 \text{ W}$ .

Vale ainda ressaltar que, devido à redução da resistência térmica da interface, o compressor torna-se novamente a principal fonte de energia para a água contida na bandeja, com uma taxa média de transferência de calor do ambiente para a bandeja passando de  $8,5 \text{ W}$  para  $5,0 \text{ W}$ . A taxa de transferência de calor entre o compressor e a água durante o teste 29 variou entre  $6,4 \text{ W} < \dot{Q}_{c,tampa} < 23,6 \text{ W}$ . Esse aumento é o responsável pela redução de aproximadamente  $10,0^\circ\text{C}$  na temperatura média da carcaça do compressor em relação ao teste com bandeja convencional, como explicado na seção 5.3.4b.

Para as quatro simulações apresentadas, o resíduo máximo na solução da equação da energia foi inferior a  $1,0 \times 10^{-14} \text{ W}$ .

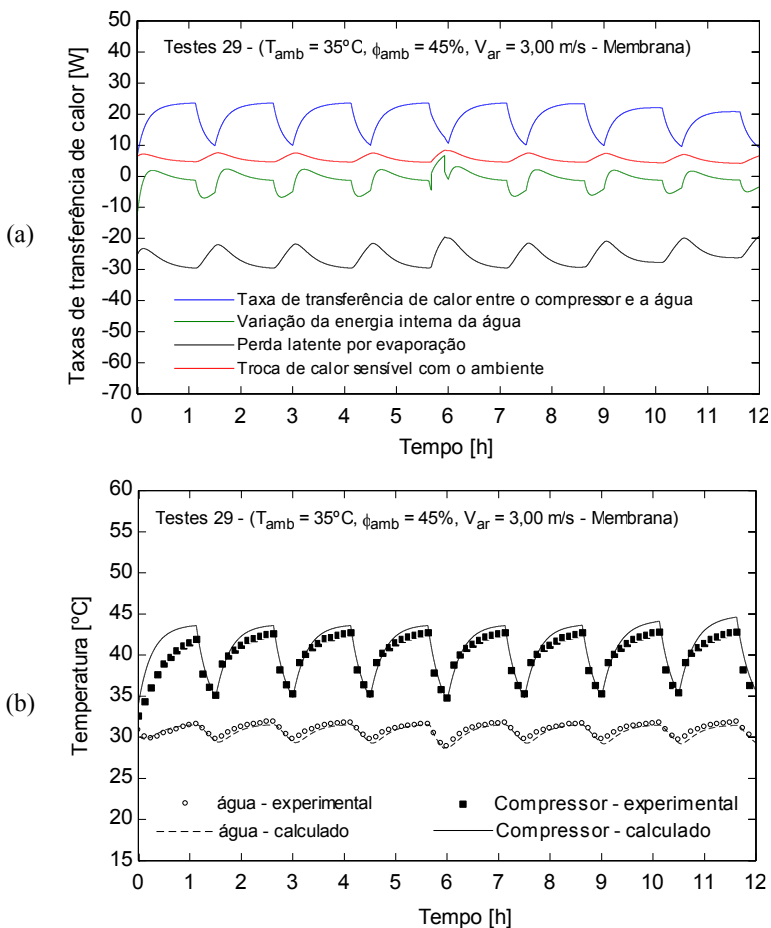


Figura 5.31 - Condição de alta taxa de evaporação: (a) taxas de transferência de calor, (b) temperatura da carcaça do compressor e da água – bandeja com membrana

## 5.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentados os resultados obtidos durante a realização desse trabalho. Primeiramente, os resultados experimentais para massa de água evaporada foram comparados com a massa de água proveniente do processos de degelo em todos os testes do planejamento fatorial. Observou-se que as bandejas do tipo membrana são superiores àquelas do tipo convencional. Além disso, mostrou-se que a medida que a fração de funcionamento do compressor aumenta, aumentam também a massa total de água evaporada, o que reduz a possibilidade de transbordamento.

Em seguida, um exercício de validação do modelo matemático foi realizado. Primeiramente, as expressões obtidas para as curvas de rendimento volumétrico, rendimento global e efetividade de troca de calor na linha de descarga foram validadas através de comparações com os resultados experimentais. As previsões do modelo matemático foram também comparadas com os resultados experimentais, quando se observou um razoável nível de concordância.

Testes também foram realizados fora do envelope do planejamento fatorial, variando a temperatura, a umidade relativa e a velocidade do ar e também a frequência de operação do compressor. Em todos os casos o modelo se manteve dentro do comportamento esperado.

Finalmente, o modelo matemático foi utilizado para quantificar os termos que regem os processos de transferência de calor e massa em bandejas de degelo.

## 6 CONCLUSÕES

---

### 6.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Nesse trabalho realizou-se uma análise teórico-experimental com foco nos processos de transferência de calor e massa em bandejas de degelo de refrigeradores domésticos. As principais conclusões referentes a este estudo são apresentadas a seguir:

#### 6.1.1 Trabalho experimental

- A metodologia experimental adotada se mostrou eficaz nas seguintes condições:  $25,0^{\circ}\text{C} < T_{amb} < 35,0^{\circ}\text{C}$ ,  $45 \% < \phi_{amb} < 85 \%$  e  $0,25 \text{ m/s} < V_{ar} < 3,00 \text{ m/s}$ . Além disso, o aparato experimental permitiu o controle simultâneo e independente do período, fração de funcionamento e frequência de operação do compressor, demonstrando a versatilidade do aparato experimental para o estudo da evaporação da água de degelo para uma ampla faixa de condições ambientais e operacionais.
- Os testes de repetibilidade indicaram um desvio máximo de 5,0%, na taxa média de evaporação e erros médios quadráticos de  $0,3^{\circ}\text{C}$  para a temperatura da água e temperatura da carcaça do compressor.
- A taxa média de evaporação variou entre 3 e 37 g/h, valores típicos para bandejas de degelo expostas a condições de alta e baixa taxa de evaporação.

- A substituição da bandeja convencional por uma bandeja do tipo membrana reduziu em média 8,6°C a temperatura da carcaça do compressor e aumentou a temperatura da água em 3,3°C. Dessa forma fica evidente que a temperatura da carcaça do compressor não pode ser tratada de forma independente da taxa de evaporação.
- A substituição da bandeja convencional por uma bandeja do tipo membrana aumentou a taxa média de evaporação entre 22,8% e 109,5%. Isso mostra que a resistência térmica da interface tem um forte impacto sobre a taxa de evaporação, principalmente em condições que proporcionem uma baixa taxa de evaporação.
- A temperatura média do refrigerante no passador de descarga foi reduzida em aproximadamente 6,0°C nos testes com bandeja do tipo membrana, indicando uma possível melhora no desempenho do sistema devido à redução da pressão de condensação.

### **6.1.2 Modelo matemático**

- O modelo matemático é capaz de prever satisfatoriamente a evolução temporal da vazão mássica de refrigerante, da potência de compressão, das temperaturas de descarga, carcaça do compressor, água contida na bandeja, além da taxa de evaporação para os 37 testes realizados.
- As previsões do modelo matemático para a temperatura máxima de descarga apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais, com 87,5% dos pontos dentro de uma faixa de erro de  $\pm 3,0^\circ\text{C}$ . Isso mostra que o modelo de efetividade pode ser utilizado para prever a temperatura no passador de descarga.
- Nos testes realizados com velocidades do ar distintas das utilizadas no planejamento fatorial, observaram-se erros médios quadráticos inferiores a 2,0°C e 1,0°C, respectivamente para a temperatura da carcaça do compressor e para a temperatura da água. Em ambos os testes, o desvio entre as previsões do modelo e os resultados experimentais para a taxa média de evaporação se manteve dentro de uma faixa de erro de  $\pm 15,0\%$ . Esse resultado mostra que tanto a correlação para a taxa de transferência de massa (Bansal e Xie, 1998) quanto a



correlação obtida para o coeficiente global de transferência de calor entre o compressor e o ar ambiente são válidas para toda a faixa de velocidade considerada nesse trabalho.

- Nos testes realizados com frequências de operação distintas daquela utilizada durante o planejamento fatorial, observaram-se desvios de 1% e 10% respectivamente para a vazão mássica e potência de compressão médias. Os erros médios quadráticos foram inferiores a 2,0°C para a temperatura da carcaça do compressor e 1,0°C para a temperatura da água nas duas frequências de operação consideradas. De forma geral, pode-se afirmar que o submodelo do compressor apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais entre 33,3 Hz e 66,6 Hz.
- De forma geral, os desvios entre as previsões do modelo e os resultados experimentais para a taxa média de evaporação variaram entre -19,5% e 33,8%, com mais de 85% dos pontos se situando dentro de uma faixa de erro de  $\pm 15\%$ . Os erros médios quadráticos para a temperatura da carcaça do compressor variaram entre 0,8°C e 3,2°C, com 95% dos pontos com erros inferiores a 3,0°C. Para a temperatura da água, os erros médios quadráticos variaram de 0,1°C a 1,6°C, com aproximadamente 85% dos pontos com erros inferiores a 1,0°C. Dessa forma, pode-se afirmar que o modelo matemático apresenta uma boa concordância com os resultados experimentais e que a metodologia adotada para quantificar a resistência térmica de contato se mostrou efetiva.

## 6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se destacar:

- Estudar o efeito da taxa de evaporação sobre o gerenciamento térmico do compressor, e consequentemente sobre os rendimentos volumétrico, isentrópico, mecânico e elétrico.
- Avaliar estratégias alternativas de modelagem matemática para o acoplamento dos modelos do compressor e da bandeja (metodologia integral, diferencial ou híbrida).

- Investigar soluções alternativas para os modelos de transferência de calor e massa na bandeja de degelo.
- Investigar o desempenho de bandejas de degelo fabricadas com polímeros condutores de calor.
- Avaliar a influência da redução da temperatura de descarga no desempenho do sistema.
- Aplicar uma estratégia de controle capaz de reproduzir o perfil de pressões de um sistema de refrigeração doméstica.
- Medir o fluxo de calor através da interface compressor/bandeja.
- Avaliar a influência do tubo pré-condensador (tubo de descarga instalado na bandeja) sobre a taxa de evaporação.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

AFONSO, C., CASTRO, M. **Air infiltration in domestic refrigerators: The influence of the magnetic seals conservation.** International Journal of Refrigeration, v. 33, n.4, p. 856-867, 2010.

ALBERTAZI, A. G., DE SOUZA, A. R. **Fundamentos da Metrologia Científica e Industrial**, Manole, Barueri, 408 p., 2008

ANG, K. H., CHONG, G. C. Y., LI, Y. **PID control system analysis, design and technology.** IEEE Transactions on Control Systems Technology, v. 13, n. 4, p. 559-576, 2005.

BANSAL, P. K.; XIE, G. **A unified empirical correlation for evaporation of water at low air velocities.** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 25, n. 2, p. 183-190, 1998.

BANSAL, P. K.; XIE, G. **A simulation model for evaporation of defrosted water in household refrigerators.** International Journal of Refrigeration, v. 22, n. 4, p. 319-333, 1999.

BARBOSA JR, J. R. **Difusão de Calor e Massa**, Notas de Aula, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

BORGES, B. N. **Modelagem semi-empírica de um refrigerador frost-free sujeito a abertura de portas.** Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

BOX, G. E. P.; HUNTER, J. S.; HUNTER, W. G. **Statistics for Experimenters – design, innovation and discovery.** 2<sup>nd</sup> ed., John Wiley and Sons, New York, 639 p., 2005.

CHURCHILL, S. W.; OZOE, H. **Correlations for laminar forced convection in flow over an isothermal flat plate and in developing and fully developed flow in an isothermal tube.** Journal of Heat Transfer – Transactions of the ASME, v. 95, n.3, p. 416–419, 1973.

ÇENGEL, Y.A., BOLES, M.A. **Termodinâmica**. 7ª ed. McGraw-Hill, Porto Alegre, 1018 p., 2013.

DA SILVA, D. L. **Análise Teórico Experimental da Expansão Transcrítica de Dióxido de Carbono em Tubos Capilares Adiabáticos**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

DA SILVA, D. L., HERMES, C.J.L., MELO, C. **First principles modeling of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators**. Applied Thermal Engineering, v. 31, n. 14-15, p. 2616-2621, 2011.

DA SILVA, D. L. **Análise da Formação de Gelo e Geada e Seu Efeito no Desempenho Termo-hidráulico de Evaporadores do Tipo Tubo Aletado**. Tese de doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

DESCHAMPS, C. J. **Compressor Modeling**, Notas de Aula, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

HERMES, C. J. L. **Uma Metodologia para Simulação Transiente de Refrigeradores Domésticos**. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

HINCHLEY, J. W.; HIMUS, G. W. **Evaporation in Currents of Air**, Transactions of the Institution of Chemical Engineers, v. 2, p. 57-64, 1924.

HO., R. K. **Defrost water drain system for a refrigerator**. United States Patent Number 5.499.514, 1996.

INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª ed. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 664 p., 2008.

JÄHNIG, D. I.; REINDL, D.T.; KLEIN, S.A. **A semi-empirical method for representing domestic refrigerator / freezer compressor calorimeter test data**. ASHRAE Transactions, v. 106, pt. 2, 2000.

JAKOB, M. **Heat Transfer**. v. 1, John Wiley and Sons, New York, 758 p., 1949.

KLEIN, S. A. **Engineering Equation Solver v. 9.611-3D**. F-Chart Software, 2014.

KNABBEN, F.T. **Um Estudo In-situ da Formação de Geada em Evaporadores No-frost**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

KNABBEN, F.T., HERMES, C.J.L., MELO, C. **In-situ study of frosting and defrosting processes in tube-fin evaporators of household refrigerating appliances**, International Journal of Refrigeration, v. 34, n. 8, p. 2031-2041, 2011.

KNABBEN, F.T., MELO, C. **Compressor Selection – Principles of Refrigeration**. Apresentação interna, Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica, 34 p., Florianópolis, 2014.

KIM, H. K. **Drain water evaporating device for use in a refrigerator**, United States Patent Number 5.271.241, 1993.

LI, W. **Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation**, International Journal of Refrigeration, v. 35, n.6, p. 1722-1733, 2012.

LI, W. **Simplified steady-state modeling for variable speed compressors**, Applied Thermal Engineering, v. 50, n. 1, p. 318-326, 2013.

McADAMS, W. H.; **Heat Transmission**, 3<sup>rd</sup> ed., McGraw-Hill, New York, 532 p., 1954.

MELO, C., KNABBEN, F.T., PEREIRA, P.V. **An experimental study on defrost heaters applied to frost-free household refrigerators**. Applied Thermal Engineering, v. 51, n. 1-2, p. 239-245, 2012.

MEYER A., A.; THOMPSON, D. **An experimental investigation into heat transfer to the suction gas in a low-side hermetic refrigeration compressor**. Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA, p. 908-916, 1990.

MONTAGNER, G. P. **Um Estudo da Aplicação de Ciclos Transcríticos de CO<sub>2</sub> em Sistemas Comerciais de Refrigeração**. Tese de doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

MONTGOMERY, D. C., RUNGER, G. C. **Applied Statistics and Probability for Engineers**, 5<sup>th</sup> ed., John Wiley and Sons, 768 p., 2011.

MRZYGLOD, M., HOLZER, S. **Aspects of household cooling technology**, In: 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2014, West Lafayette-IN. Proc. of the 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2014.

OGATA, K. **Modern Control Engineering**, 4<sup>th</sup> ed., Prentice Hall - Pearson Education, New Jersey, 964 p., 2002.

OOI, K. T. **Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor**. Applied Thermal Engineering, v. 23, p. 477–499, 2003.

PANDA, R. C. **Introduction to PID controllers - Theory, tuning and application frontier areas**, InTech, Rijeka, 270 p., 2012.

RIBAS, F. **Thermal analysis of reciprocating compressor**. International Conference on Compressors and Their Systems, London, p. 277–287, 2007.

RIES, C. **Numerical and Experimental Analysis of Heat and Mass Transfer Processes on Water Trays in Household Refrigerators**, Bachelor Thesis, European Academy of Refrigeration and Air Conditioning, Germany, 2013.

SANVEZZO, J. **Um Modelo de Formulação Híbrida para Simulação Térmica de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica**. Dissertação de mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

TODESCAT, M. L.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S.; FAGOTTI, F. **Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, IV, p. 1419 – 1428, 1992.

WONGWISES, S.; ANANSAUWAPAK, B. **Prediction of evaporation of defrosted water in refrigerator water trays,** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 32, n. 4, p. 403-415, 2005.

XIE, G.; BANSAL, P. K. **Analysis of defrosted water evaporation from three water trays in refrigerators.** Applied Thermal Engineering, v. 20, n. 7, p. 651-669, 2000.

YUAN, M., BOURELL, D., DILLER, T. **Thermal Conductivity Measurements of Polyamide-12.** In: 25<sup>th</sup> Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium, 2011, Austin-TX, 25<sup>th</sup> Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium Texas. Austin-TX: The University of Texas, 2011.





## APÊNDICE A – ESTRATÉGIA DE CONTROLE

---

Como mencionado ao longo do trabalho, as pressões de sucção e descarga e a temperatura na sucção do compressor foram controladas por três controladores do tipo PI (Proporcional – Integral) desenvolvidos para essa finalidade.

No decorrer deste capítulo, serão apresentadas as principais etapas realizadas durante o desenvolvimento dos controladores. Primeiramente, serão introduzidos alguns conceitos básicos da teoria de controles como por exemplo, função transferência, circuito em malha aberta e circuito em malha-fechada. Na sequência, serão fornecidos detalhes da metodologia empregada para identificar as funções transferência dos subsistemas envolvidos. Finalmente, serão apresentados os procedimentos utilizados para a sintonia dos parâmetros PI e os resultados dos testes seguimento de referência e rejeição de perturbação (Ries, 2013).

### A.1 MODELAGEM MATEMÁTICA DE SISTEMAS DINÂMICOS

A resposta dinâmica de sistemas lineares invariantes no tempo com uma entrada e uma saída (*SISO – Single Input Single Output*) pode ser expressa através de funções de transferência. Essas funções são expressas através da razão entre as transformadas de Laplace das funções de saída (função resposta) e das funções de entrada (função excitação) para uma condição inicial nula (Ogata, 2002).

Para um determinado sistema definido pela seguinte relação:

$$A(y) = B(x) \quad (\text{A.1})$$

sendo

$$A(y) = a_0 \cdot y^{(n)} + a_1 \cdot y^{(n-1)} + \dots + a_{n-1} \cdot \dot{y} + a_n \cdot y \quad (\text{A.2})$$

$$B(x) = b_0 \cdot x^{(m)} + b_1 \cdot x^{(m-1)} + \dots + b_{m-1} \cdot \dot{x} + b_m \cdot x \quad (\text{A.3})$$

onde  $y$  representa a resposta do sistema para uma dada função de entrada  $x$ . A função transferência pode ser expressa por:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_0 \cdot s^{(m)} + b_1 \cdot s^{(m-1)} + \dots + b_{m-1} \cdot s + b_m}{a_0 \cdot s^{(n)} + a_1 \cdot s^{(n-1)} + \dots + a_{n-1} \cdot s + a_n} \quad (\text{A.4})$$

onde  $s$  é a variável complexa no domínio de Laplace.

A ordem do sistema é a mais alta ordem de  $s$  no denominador da função transferência. Ogata (2002) lista alguns detalhes relevantes relativos a essas funções:

- i) Função transferência é um modelo matemático que utiliza equações diferenciais para relacionar as variáveis de saída com as variáveis de entrada do sistema.
- ii) A função transferência é independente da magnitude e da natureza da função excitação.
- iii) Se a função transferência é conhecida, o comportamento do sistema pode ser estudado para diferentes funções de entrada.
- iv) Se a função transferência é desconhecida, ela pode ser determinada experimentalmente utilizando uma entrada conhecida e observando a resposta do sistema.

### **A.1.1 Sistemas em malha aberta e malha fechada**

Na teoria de controles, diagramas de blocos são tipicamente utilizados para representar as funções e o respectivo fluxo de sinais em cada um dos componentes. Sistemas em malha aberta são aqueles onde não existe um sinal de realimentação. Nesse caso, não há comparação entre o valor atual da variável manipulada e o valor de referência (“*set-point*”).

Por outro lado, para um circuito em malha fechada (Figura A.1), o valor instantâneo da variável manipulada  $y(t)$  é comparado com o valor de referência  $r(t)$ , e a função erro resultante  $e(t)$  é utilizada para realimentar o controlador que por sua vez fornece um sinal de saída  $u(t)$  proporcional a magnitude da função erro. A saída do controlador altera o estado do atuador modificando o valor da variável manipulada  $y(t)$  até que a função erro seja nula.

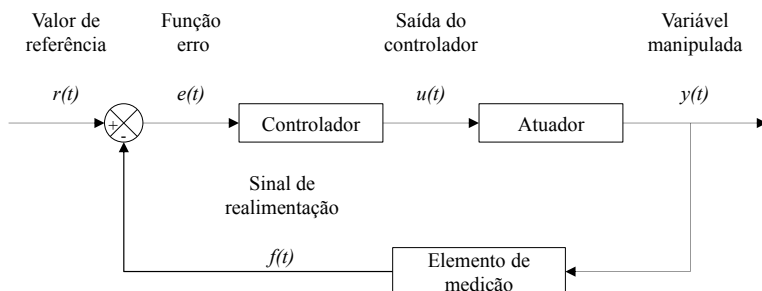


Figura A.1 – Circuito em malha fechada

## A.2 CONTROLADORES PID

Controladores do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo) são utilizados em mais de 90% das aplicações industriais (Ang *et al.*, 2005). Esse sucesso deve-se a sua versatilidade e ao fato de permitir o aperfeiçoamento do sistema. Os parâmetros característicos deste tipo de controlador são apresentados a seguir.

### A.2.1 Controle proporcional

A relação entre a função erro  $e(t)$  e o sinal de saída  $u(t)$  de um controlador proporcional é expressa da seguinte forma:

$$u(t) = k_p \cdot e(t) \quad (\text{A.5})$$

onde  $k_p$  é o ganho proporcional.

Quando o valor de  $k_p$  é elevado, pequenas alterações na condição de operação do sistema geram sinais de saída demasiadamente elevados, podendo provocar instabilidades e a ocorrência de sobressinal. Por outro lado, ganhos proporcionais reduzidos suavizam a resposta do atuador, tornando o sistema de controle mais lento.

### A.2.2 Controle integral

O ganho integral  $k_I$  relaciona a saída do controlador com o somatório dos erros instantâneos ao longo do tempo (desvio acumulado em relação à referência). A saída de um controlador integral é expressa da seguinte forma:

$$u(t) = k_I \cdot \int e(t) \cdot dt \quad (\text{A.6})$$

$$k_I = \frac{k_P}{t_I} \quad (\text{A.7})$$

onde  $t_I$  é o tempo integral.

O ganho integral tende a eliminar o erro de regime permanente. Entretanto, a escolha equivocada desse parâmetro pode gerar uma resposta oscilatória com sobressinal (“overshotting”). Além disso, a redução do tempo integral tende a aumentar o tempo de acomodação do sistema.

### A.2.3 Controle derivativo

O ganho derivativo  $k_D$  relaciona a saída do controlador com a taxa de variação da função erro. A parcela derivativa do controlador é expressa da seguinte forma:

$$u(t) = k_D \cdot \frac{d}{dt} e(t) \quad (\text{A.8})$$

$$k_D = k_P \cdot t_D \quad (\text{A.9})$$

onde  $t_D$  é o tempo derivativo.

A parcela derivativa procura reduzir a taxa de variação da saída do controlador, reduzindo o sobressinal, aumentando a estabilidade e melhorando o desempenho transiente do sistema (Panda, 2012).

A ideia de que o ganho derivativo melhora a estabilidade do sistema é amplamente divulgada no meio acadêmico. Entretanto, muitas

vezes, o termo derivativo tende a prejudicar o desempenho do controlador, principalmente em sistemas com atraso de transporte (Ang *et al.*, 2005).

#### A.2.4 Controle PID paralelo

As parcelas proporcional, integral e derivativa podem ser combinadas como forma de melhorar o desempenho do sistema. De forma geral, o modelo matemático do controlador PID é expresso da seguinte forma:

$$u(t) = k_p \cdot \left[ e(t) + \frac{1}{t_I} \cdot \int e(t) \cdot dt + t_D \cdot \frac{d}{dt} e(t) \right] \quad (\text{A.10})$$

No domínio de Laplace, a função transferência do controlador assume a seguinte forma:

$$G_C(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = k_p \cdot \left[ 1 + \frac{1}{t_I \cdot s} + t_D \cdot s \right] \quad (\text{A.11})$$

Os parâmetros  $k_p$ ,  $k_I(t_I)$  e  $k_D(t_D)$  devem ser determinados para que o desempenho do sistema possa ser otimizado. Para analisar a resposta dinâmica do sistema, é preciso conhecer a função transferência do circuito em malha fechada, o que exige um exercício de identificação de sistemas, como será apresentado a seguir.

### A.3 METODOLOGIA PARA IDENTIFICAÇÃO DE SISTEMAS

Como citado anteriormente, quando o modelo matemático do sistema é desconhecido, a função transferência pode ser obtida experimentalmente aplicando-se uma entrada conhecida e observando-se a resposta dinâmica do sistema.

As funções transferência dos subsistemas de pressão de descarga, pressão de sucção e temperatura de sucção, foram obtidas utilizando-se sinais de entrada em formato degrau, como ilustrado na (Figura A.2). Além disso, assumiu-se que os subsistemas podem ser expressos através

de uma função transferência de primeira ordem com atraso de transporte, como mostra a equação (A.12).

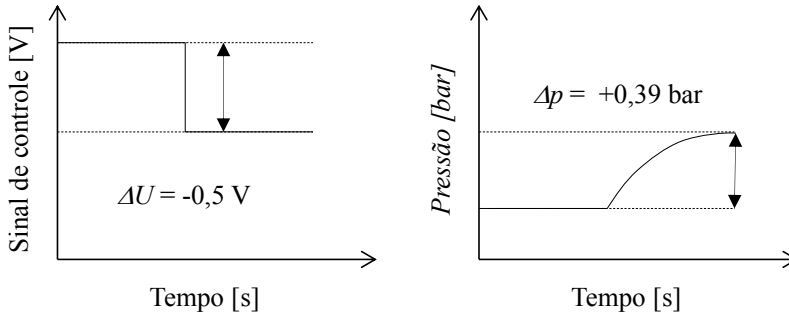
$$G_{ss}(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{1 + \tau \cdot s} \cdot e^{(-\theta \cdot s)} \quad (\text{A.12})$$

onde  $K$  representa o ganho estático,  $\tau$  a constante de tempo e  $\theta$  o atraso de transporte.

O ganho estático é definido como a razão entre a variação da resposta do sistema e a variação do sinal de entrada.

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta u} \quad (\text{A.13})$$

A Figura A.2 mostra um esquema do método de determinação do ganho estático para os subsistemas de pressão.



$$K = \frac{\Delta p}{\Delta U} = -\frac{0,39}{0,5} = -0,78 \left[ \frac{\text{bar}}{\text{V}} \right]$$

Figura A.2 – Determinação do ganho estático

A constante de tempo, por sua vez, representa o tempo necessário para que a resposta do sistema atinja 63,2% do seu valor final (Ogata, 2002), como ilustrado na Figura A.3.

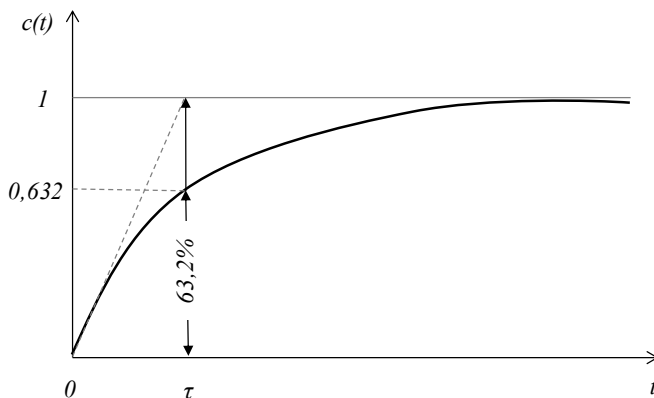


Figura A.3 – Determinação da constante de tempo (Ogata, 2002)

Por fim, o atraso de transporte representa o tempo transcorrido entre a variação da entrada e a variação da saída. A Figura A.4 apresenta um esquema do método de determinação do atraso de transporte.

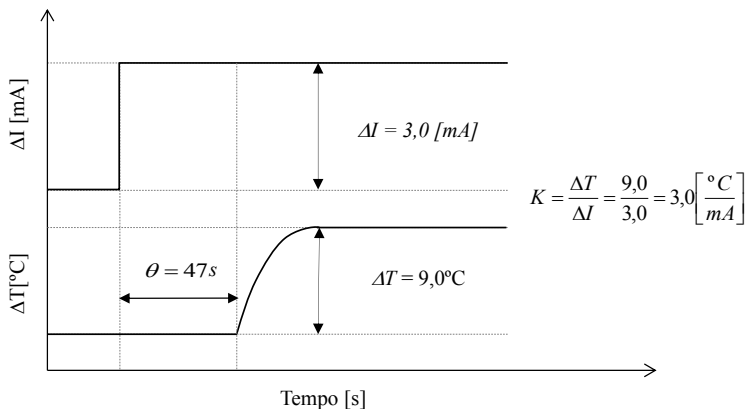


Figura A.4 – Determinação do atraso de transporte

A seguir, serão apresentados os resultados obtidos durante o processo de identificação dos subsistemas de pressão de descarga, pressão de sucção e temperatura de sucção.

Durante a realização dos testes de identificação, o banho termostático permaneceu ligado e o ventilador desligado. Além disso, algumas das condições operacionais foram mantidas constantes, como mostra a Tabela A.1.

Tabela A.1 – Condições de operação durante os testes de identificação de sistema

$T_{amb}$ [°C]	$\phi_{amb}$ [°C]	$N_c$ [Hz]
32,0	50,0	50,0

### A.3.1 Pressão de descarga

A função transferência do subsistema de pressão de descarga foi identificada através da variação gradativa ( $\Delta U = 0,5$  V) da tensão de alimentação da bobina da válvula solenoide de descarga. A pressão de sucção foi mantida em  $p_{suc} = 0,5$  bar e a temperatura de sucção não foi controlada durante o experimento.

A Figura A.5a ilustra a resposta dinâmica do subsistema de pressão de descarga para cada variação da tensão de alimentação da bobina da válvula solenoide (Figura A.5b).

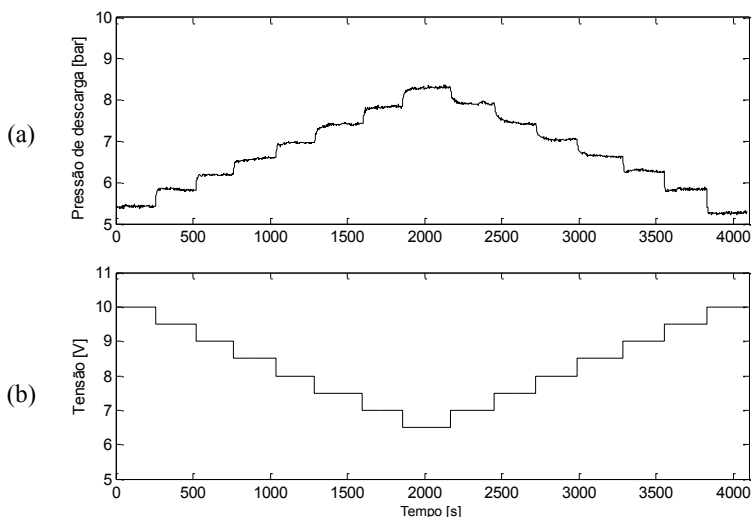


Figura A.5 – Teste de identificação do subsistema de pressão de descarga

A Tabela A.2 mostra o ganho estático e a constante de tempo em cada um dos intervalos analisados.



Tabela A.2 – Ganho estático e constante de tempo para o subsistema de pressão de descarga

Degrau	$\Delta U[V]$	$\Delta p[\text{bar}]$	$K[\text{bar/V}]$	$\tau[s]$
1	-0,5	0,39	-0,78	2
2	-0,5	0,37	-0,74	4
3	-0,5	0,41	-0,82	8
4	-0,5	0,37	-0,74	8
5	-0,5	0,45	-0,90	16
6	-0,5	0,42	-0,84	12
7	-0,5	0,47	-0,94	12
8	0,5	-0,39	-0,78	10
9	0,5	-0,50	-1,00	22
10	0,5	-0,37	-0,74	14
11	0,5	-0,43	-0,86	14
12	0,5	-0,35	-0,70	6
13	0,5	-0,43	-0,86	4
14	0,5	-0,57	-1,14	4
Média			-0,85	9,7

Observa-se que tanto o ganho estático quanto a constante de tempo variam com a abertura da válvula. No entanto, por simplicidade, assumiu-se que a função transferência do pode ser representada através das médias desses parâmetros ao longo do teste, como indicado na equação (A.14).

$$G_{PD}(s) = \frac{-0,85}{1 + 9,7 \cdot s} \quad (\text{A.14})$$

Vale ressaltar que o atraso de transporte é nulo no subsistema da pressão de descarga.

### A.3.2 Pressão de sucção

Nesse caso, utilizou-se um procedimento semelhante ao adotado para a pressão de descarga. Dessa forma, a pressão de descarga foi mantida constante enquanto a tensão de alimentação da bobina da válvula solenoide de sucção foi variada em intervalos de 0,5 V.

A Figura A.6a mostra o comportamento dinâmico do subsistema de pressão de sucção em função da abertura da válvula solenoide (Figura A.6b).

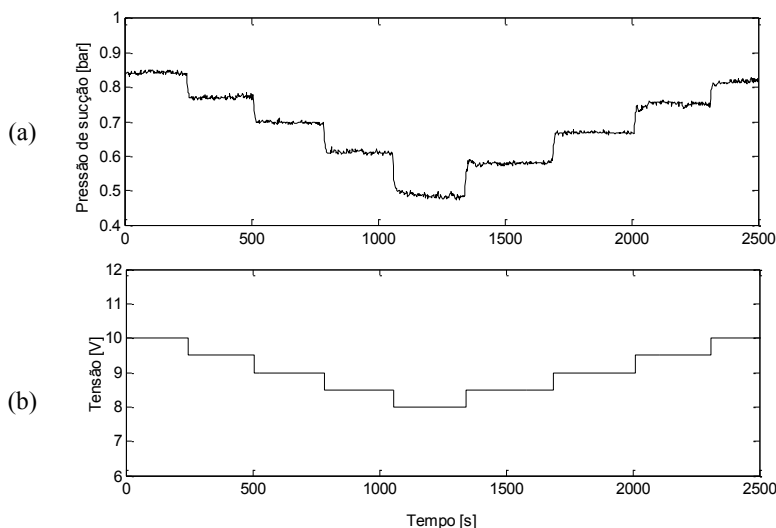


Figura A.6 – Teste de identificação do subsistema de pressão de sucção

A Tabela A.3 mostra o ganho estático e a constante de tempo em cada um dos intervalos analisados.

Tabela A.3 - Ganho estático e constante de tempo do subsistema de pressão de sucção

Degrau	$\Delta U$ [V]	$\Delta p$ [bar]	$K$ [bar/V]	$\tau$ [s]
1	-0,5	-0,07	0,14	4
2	-0,5	-0,07	0,14	6
3	-0,5	-0,09	0,18	6
4	-0,5	-0,13	0,26	8
5	0,5	0,10	0,20	6
6	0,5	0,09	0,18	6
7	0,5	0,08	0,16	6
8	0,5	0,07	0,14	8
Média			0,18	6,3

Novamente, foram adotados valores médios para o ganho estático e a constante de tempo. Dessa forma, a função transferência do subsistema de pressão de sucção pode ser expressa através de uma função de primeira ordem sem atraso de transporte, como indicado na equação (A.15).

$$G_{PS}(s) = \frac{0,18}{1 + 6,3 \cdot s} \quad (\text{A.15})$$

### A.3.3 Temperatura na sucção do compressor

Uma estratégia semelhante foi também utilizada para obter a função transferência do subsistema da temperatura de sucção. Para tanto, as pressões de sucção e descarga foram mantidas constantes enquanto a potência da resistência elétrica instalada na sucção do compressor foi variada através de um sinal de controle de 0-20 mA. A Figura A.7a ilustra a resposta dinâmica do subsistema de temperatura de sucção para cada uma das variações ( $\Delta I = 3 \text{ mA}$ ) na corrente de alimentação da resistência elétrica (Figura A.7b).

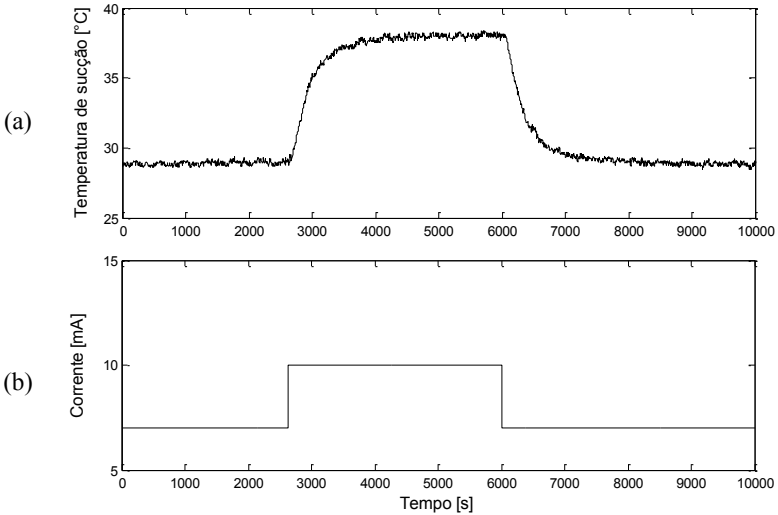


Figura A.7 – Teste de identificação da função transferência para o subsistema de temperatura de sucção

A Tabela A.4 mostra o ganho estático, a constante de tempo e o atraso de transporte em cada um dos intervalos analisados.

Tabela A.4 - Ganho estático, constante de tempo e atraso de transporte para o subsistema da temperatura de sucção

Degrau	$\Delta I[\text{mA}]$	$\Delta T[^\circ\text{C}]$	$K[^\circ\text{C}/\text{mA}]$	$\tau[\text{s}]$	$\theta [\text{s}]$
1	3	9,1	3,0	288	46
2	-3	-9,3	3,1	288	48
Média			3,05	288	47

O subsistema de temperatura de sucção pode então ser expresso através de uma função transferência de primeira ordem com atraso de transporte como indicado na equação (A.16).

$$G_{TS}(s) = \frac{3,05}{1 + 288 \cdot s} \cdot e^{(-47,0 \cdot s)} \quad (\text{A.16})$$

Vale ressaltar que no subsistema de temperatura de sucção, o atraso de transporte é não nulo ( $\theta = 47,0 \text{ s}$ ) devido a inércia térmica do sistema, que faz com que a temperatura de sucção demore à responder a excitação causada pelo aumento da corrente de controle do resistor.

#### A.3.4 Validação dos modelos de função transferência

As previsões dos modelos de cada um dos subsistemas estudados foram comparadas com os seus respectivos dados experimentais.

A Figura A.8 mostra as previsões do subsistema de pressão de descarga em relação aos dados experimentais. A mesma análise é feita para a pressão de sucção (Figura A.9) e temperatura de sucção (Figura A.10). Os erros médios quadráticos dos três modelos analisados se situam em 0,11 bar, 0,02 bar e 0,3  $^\circ\text{C}$ .

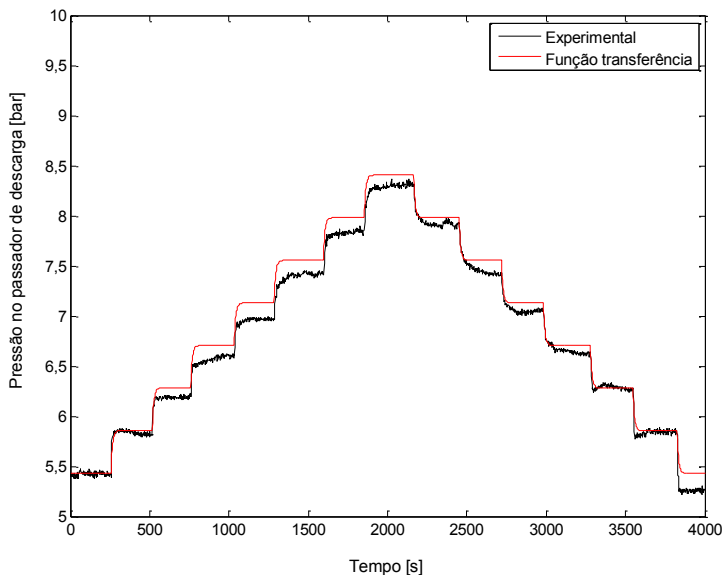


Figura A.8 – Validação da função transferência para o subsistema de pressão de descarga

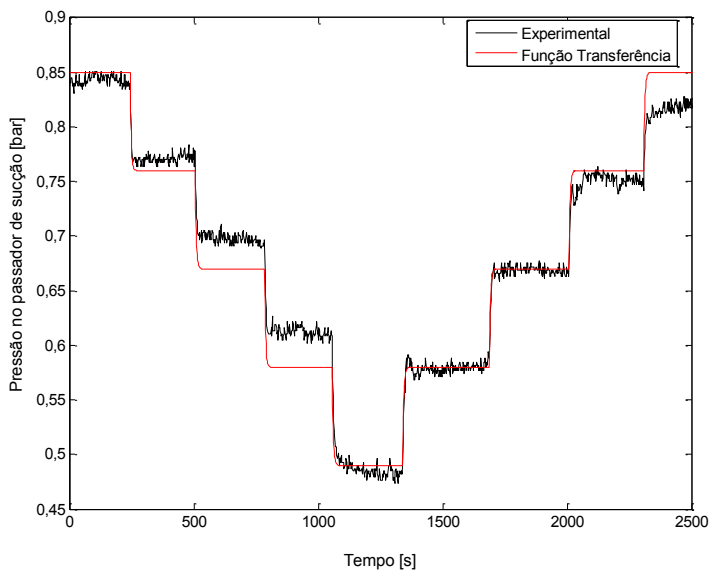


Figura A.9 – Validação da função transferência para o subsistema de pressão de sucção

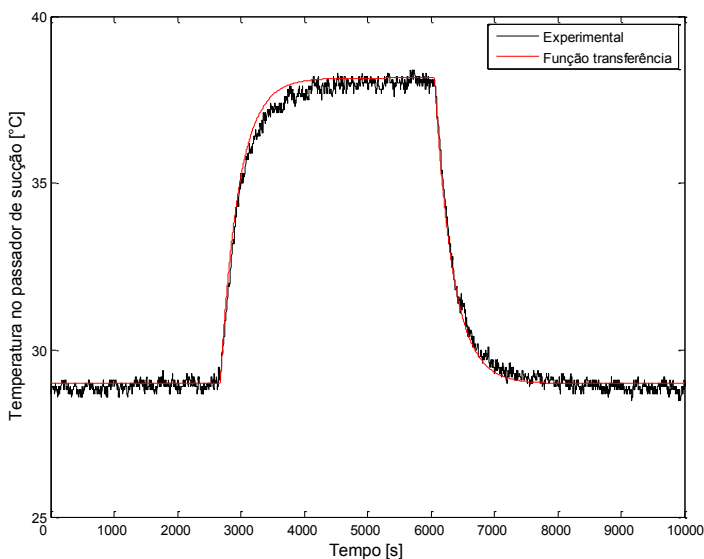


Figura A.10 – Validação da função transferência para o subsistema de temperatura de sucção

#### A.4 PROJETO DO CONTROLADOR

O projeto de um controlador PID pode ser uma atividade de extrema complexidade especialmente quando existem objetivos múltiplos e geralmente conflitantes (rápida resposta transiente e estabilidade). Os parâmetros do controlador PID devem ser ajustados de forma a permitir que o sistema controlado obtenha o melhor desempenho em malha fechada para todo o envelope de operação (Ang *et al.*, 2005).

Diferentes métodos para a sintonia de parâmetros dos controladores PID estão disponíveis na literatura, diferindo entre si pelo grau de complexidade e robustez da solução.

Devido a simplicidade dos controles utilizados neste trabalho, os parâmetros foram escolhidos de acordo com a resposta dinâmica dos subsistemas a uma dada função excitação (função degrau unitário). Os seguintes critérios foram utilizados para avaliar o desempenho dos controladores:

- i. **Tempo de subida,  $t_r$ :** É o tempo necessário para que a resposta do sistema aumente de 0% a 100% do seu valor final.
- ii. **Tempo de acomodação,  $t_s$ :** É o tempo necessário para que a resposta do sistema atinja e permaneça dentro de uma faixa de erro de 2% em torno do seu valor final.
- iii. **Máximo sobressinal,  $M_p$ :** É o valor máximo atingido pela resposta do sistema. Pode ser expresso em termos percentuais de acordo com a equação (A.17).

$$M_p = \frac{y_{\max}(t) - y(t_{\infty})}{y(t_{\infty})} \quad (\text{A.17})$$

A Figura A.11 mostra um esquema da resposta dinâmica de um sistema em malha fechada para uma dada função excitação.

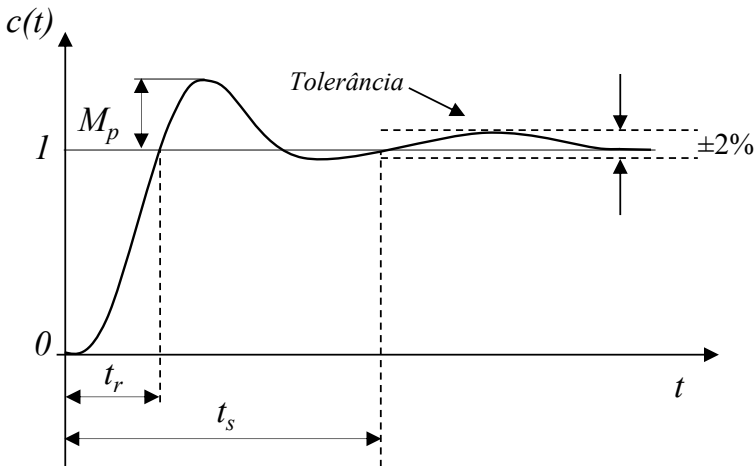


Figura A.11 – Resposta dinâmica do sistema (Ogata, 2002)

As funções transferência dos subsistemas de pressão de descarga, pressão de sucção e temperatura de sucção foram utilizadas na construção de modelos em malha fechada na plataforma *Matlab/Simulink* para permitir a identificação dos parâmetros P-I. Um degrau unitário foi utilizado como função excitação. A Figura A.12 mostra o modelo em malha fechada para uma função transferência de primeira ordem com

atraso de transporte, utilizando um controlador Proporcional-Integral(PI).

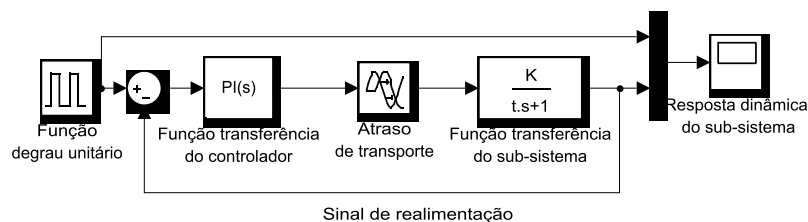


Figura A.12 – Modelo em malha fechada para análise da resposta dinâmica dos subsistemas

A Tabela A.5 mostra os parâmetros característicos das funções transferência empregadas na simulação do comportamento dinâmico de cada um dos subsistemas controlados.

Tabela A.5 – Ganho estático, constante de tempo e atraso de transporte

Subsistemas	K	$\tau$	$\theta$
Pressão de descarga	-0.85[bar/V]	9.7 [s]	-
Pressão de sucção	-0.18 [bar/V]	6.3 [s]	-
Temperatura de sucção	-3.05 [K/mA]	288 [s]	47,0 [s]

No projeto de cada um dos controladores, foram utilizados parâmetros P-I derivados através da sintonia automática do *software Matlab/Simulink*. Em seguida, esses parâmetros foram ajustados manualmente considerando a minimização do sobressinal e o aumento da estabilidade da resposta.

A Figura A.13 e a Tabela A.6 ilustram os resultados obtidos após o ajuste dos parâmetros P-I do subsistema de pressão de descarga.



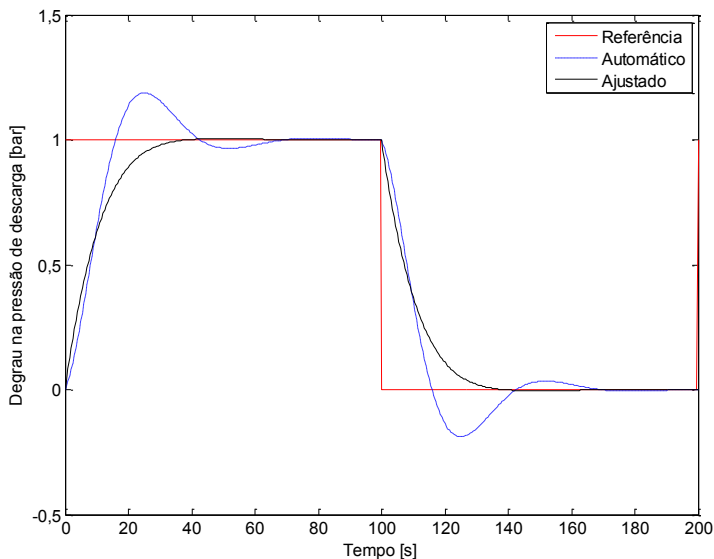


Figura A.13 – Ajuste dos parâmetros  $k_P$  e  $k_I$  para o controlador da pressão de descarga

Tabela A.6 –Parâmetros P-I para o controlador da pressão de descarga

Tipo de ajuste	Parâmetros	$t_r$ [s]	$t_s$ [s]	$M_p$ [%]
Automático	$k_P = -0,313$ $k_I = -0,202$	11,2	61,6	23,2
Correção	$k_P = -1,000$ $k_I = -0,125$	18,3	28,0	0,7

Vale observar que, no conjunto, o sobressinal foi reduzido de 23,2% para 0,7%. Entretanto, a resposta transiente do sistema ficou mais lenta (aumento do tempo de subida de 11,2 s para 18,3 s). Finalmente, pode-se afirmar que a estabilidade do sistema foi melhorada, com uma redução do tempo de acomodação de 61,6 s para 28,0 s.

De forma semelhante, a Figura A.14 mostra os resultados obtidos após o ajuste dos parâmetros P-I do subsistema de pressão de sucção.

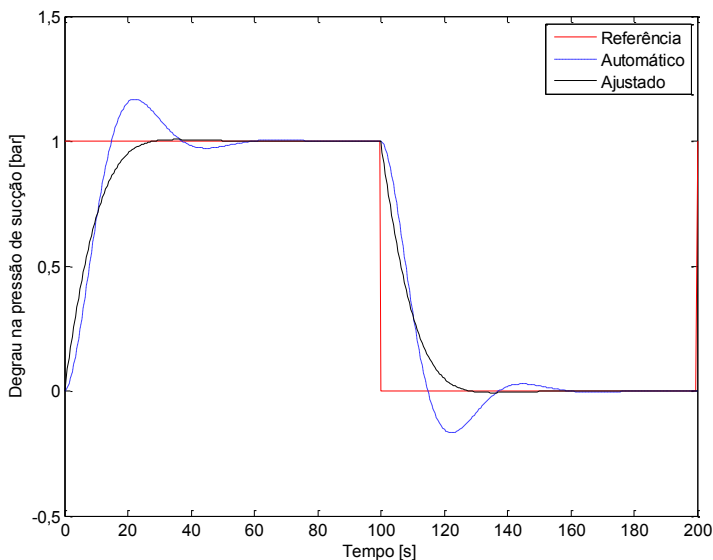


Figura A.14 - Ajuste dos parâmetros  $k_P$  e  $k_I$  para o controlador da pressão de sucção

Novamente, o ajuste dos parâmetros reduziu o sobressinal (de 23,0% para 0,53%), aumentou o tempo de subida (de 9,39 para 14,6 s) e reduziu o tempo de acomodação do sistema (de 53,8 s para 21,0 s) como mostrado na Tabela A.7.

Tabela A.7 – Resultados do ajuste dos parâmetros P-I para o controlador da pressão de sucção

Tipo de ajuste	Parâmetros	$t_r$ [s]	$t_s$ [s]	$M_p$ [%]
Automático	$k_P = 0,0874$ $k_I = 0,884$	9,39	53,8	23,0
Correção	$k_P = 3,000$ $k_I = 0,700$	14,6	21,0	0,53

Por fim, a Figura A.15 e a Tabela A.8 mostram os resultados obtidos após o ajuste dos parâmetros P-I do subsistema de temperatura de sucção.

Observa-se que o ajuste dos parâmetros P-I para este subsistema gerou uma resposta semelhante às anteriores, com aumento do tempo de subida, redução do sobressinal e aumento do tempo de acomodação, como sumarizado na Tabela A.8.

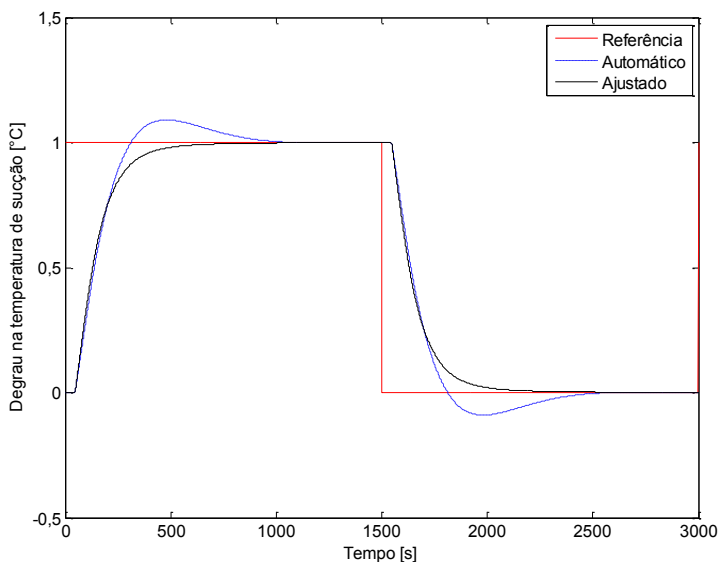


Figura A.15 – Ajuste dos parâmetros  $k_P$  e  $k_I$  para o controlador da temperatura de sucção

Tabela A.8 – Resultados do ajuste dos parâmetros P-I para o controlador da temperatura de sucção

Tipo de ajuste	Parâmetros	$t_r$ [s]	$t_s$ [s]	$M_p$ [%]
Automático	$k_P = 0,50260$	187	839	9,3
	$k_I = 0,00276$			
Correção	$k_P = 0,60000$	229	490	0,0
	$k_I = 0,0020$			

## A.5 TESTES DE DESEMPENHO DOS CONTROLADORES

As seções anteriores se concentraram na metodologia adotada para identificar as funções transferência e para desenvolver os controladores de cada um dos subsistemas considerados.

Vale ressaltar que, apesar de desenvolvidos separadamente, os controladores devem operar de forma simultânea durante os experimentos. Dessa forma, a ação de um controlador pode perturbar a estabilidade do outro, caso eles estejam relacionados através de uma variável comum (vazão mássica, por exemplo).

Além disso, os controladores devem ser capazes de atingir e permanecer na condição de referência estipulada para cada teste, até que esse valor seja alterado.

Diante do exposto, esta seção apresenta os resultados dos testes de desempenho (seguimento de referência e rejeição de perturbação) para os três controladores P-I obtidos para os subsistemas de pressão de descarga, pressão de sucção e temperatura de sucção. Todos os testes de seguimento de referência e rejeição de perturbação foram realizados nas condições anteriormente apresentadas na Tabela A.1.

### **A.5.1 Teste de seguimento de referência**

Durante esse teste o aparato experimental deve primeiramente ser levado até a condição de regime permanente. Em seguida, o valor de referência do controlador é alterado e a resposta dinâmica do sistema avaliada.

A Figura A.16 mostra os resultados do teste de seguimento de referência para o subsistema de pressão de descarga. Durante o teste, a pressão e a temperatura de sucção foram mantidas em respectivamente  $p_{suc} = 0,5$  bar e  $T_{suc} = 32,0^{\circ}\text{C}$ . A Figura A.16 mostra a evolução temporal da pressão de descarga sujeita a variações de  $\pm 1,0$  bar no valor da referência. Pode-se observar que as previsões do controlador P-I apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais. A cada aumento da pressão de referência, um aumento equivalente é observado na função erro instantâneo (Figura A.16b). Como o ganho estático da função transferência do subsistema de descarga é negativo, um aumento da função erro acarreta em uma redução do sinal de saída do controlador (Figura A.16c), fechando a válvula solenoide e aumentando a pressão de descarga até que a função erro seja nula.

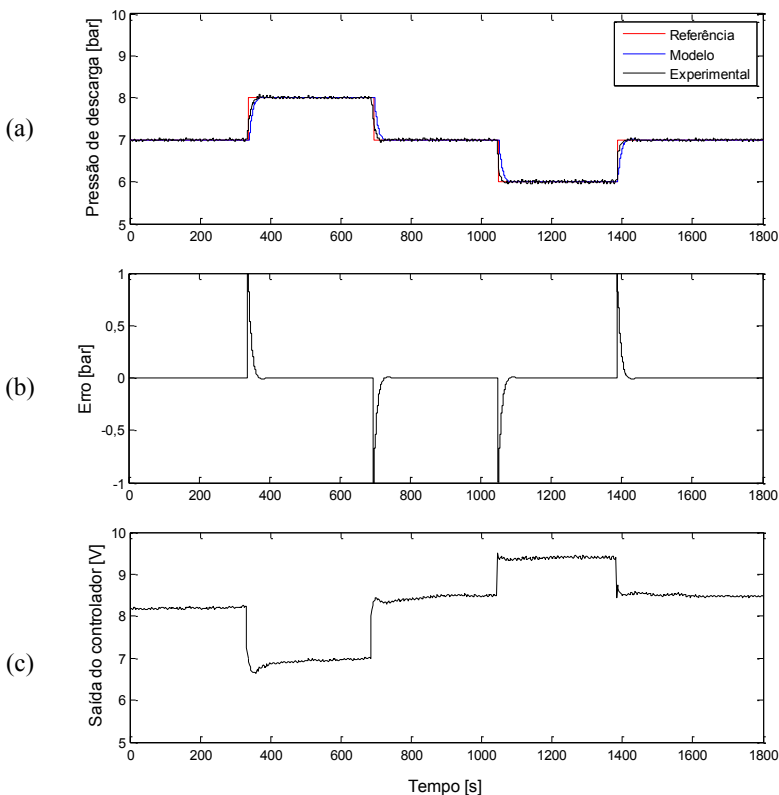


Figura A.16 - Teste de seguimento de referência para o controlador da pressão de descarga

De forma semelhante, a Figura A.17a mostra os resultados de um teste semelhante, agora para a pressão de sucção. Durante esse teste, a pressão de descarga foi mantida em  $p_{desc} = 7,0$  bar e a temperatura de sucção em  $T_{suc} = 32,0^{\circ}\text{C}$ . Como explicado anteriormente, o ganho estático do submodelo da pressão de sucção é positivo. Dessa forma, variações positivas na função erro (Figura A.17b) geram um aumento da tensão de saída do controlador (Figura A.17c), abrindo a válvula solenoide e aumentando a pressão de sucção.

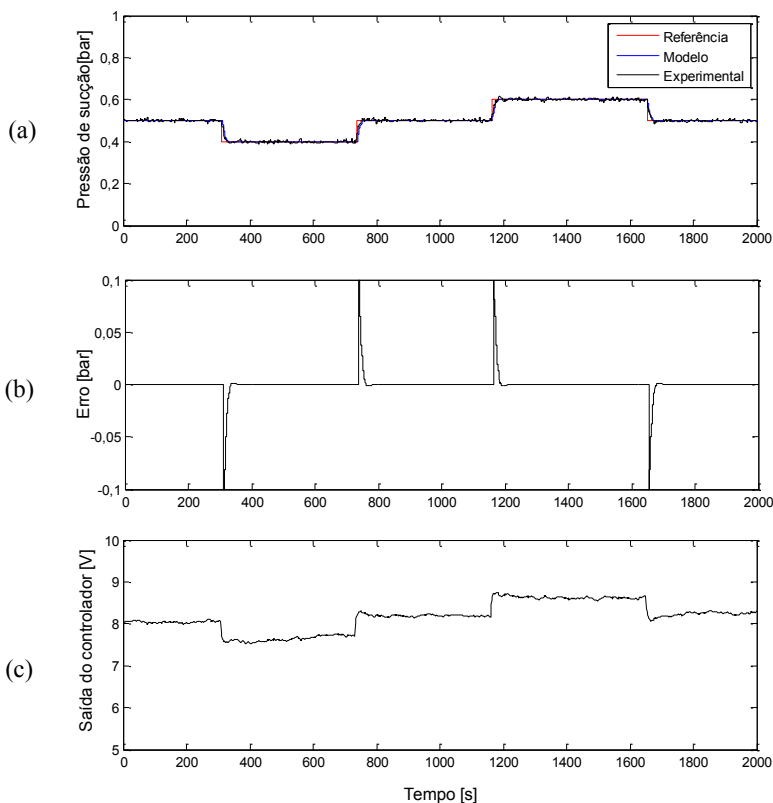


Figura A.17 – Teste de seguimento de referência para o controlador da pressão de sucção

Por fim, a Figura A.18a mostra os testes de seguimento de referência para a temperatura de sucção. Nesse subsistema, vale ressaltar o maior tempo de acomodação e a presença do termo de atraso de transporte, representado pelo platô que pode ser observado na resposta da função erro logo após uma mudança do sinal de referência (Figura A.18b). Além disso, como o ganho estático do subsistema é positivo, a corrente de saída do controlador aumenta com o aumento da função erro (Figura A.18c).

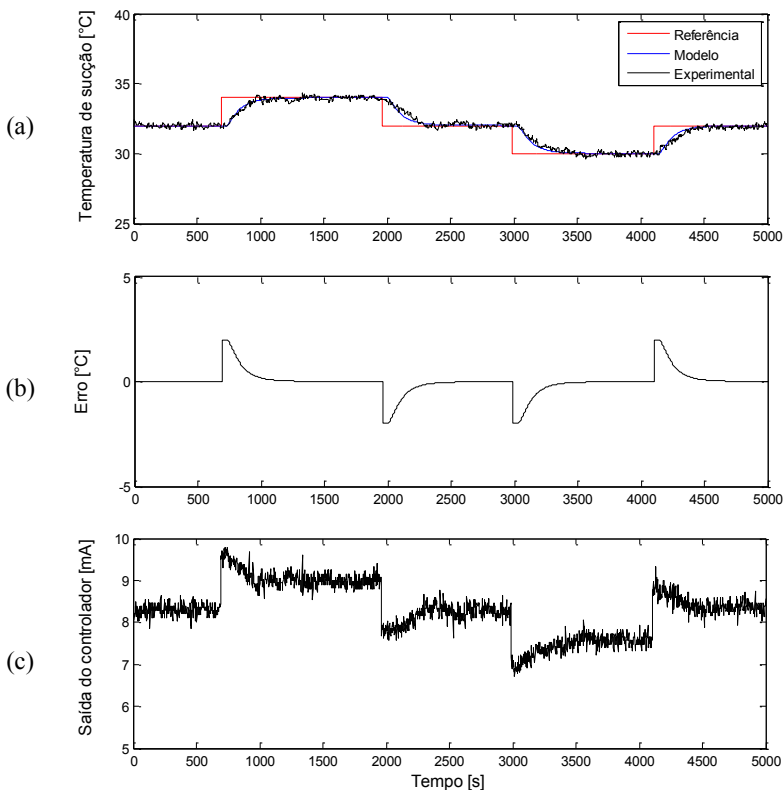


Figura A.18 – Teste de seguimento de referência para o controlador da temperatura de sucção

### A.5.2 Testes de rejeição de perturbação

Os testes de rejeição procuram verificar se o controlador consegue manter a variável de controle no seu valor de referência quando o sistema é exposto a perturbações externas (variação da temperatura ambiente, por exemplo) ou internas (variação do estado de referência de um subsistema acoplado). As funções perturbação utilizadas durante os testes de rejeição são indicadas na Tabela A.9.

Tabela A.9 – Funções perturbação utilizadas na análise do desempenho dos controladores

Controlador Analisado	Função Perturbação
Pressão de sucção	Pressão de descarga
Pressão de descarga	Pressão de sucção
Temperatura de sucção	Pressão de sucção

A Figura A.19a mostra a evolução temporal da pressão de descarga, utilizada para perturbar o estado de equilíbrio do subsistema de pressão de sucção durante o teste de rejeição de perturbação.

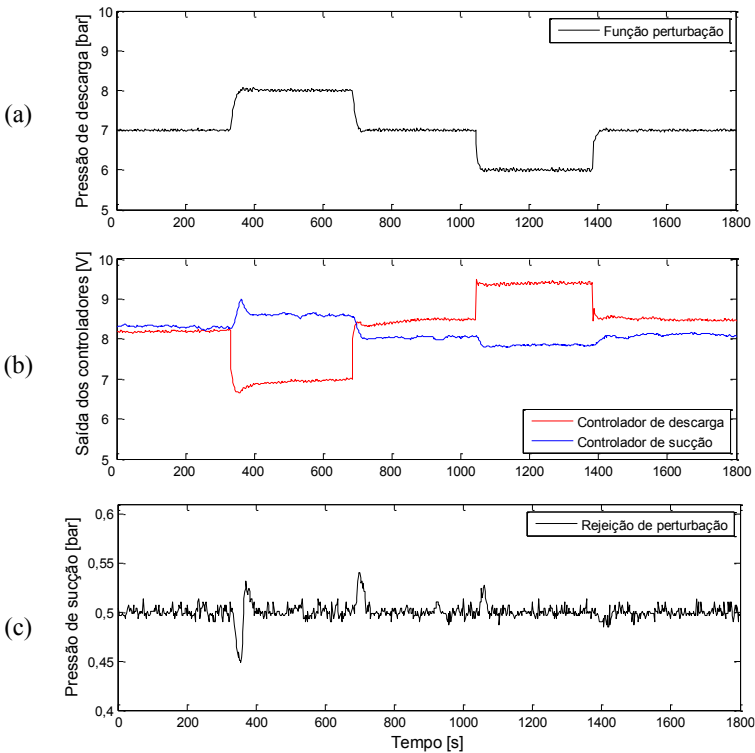


Figura A.19 – Teste de rejeição de perturbação para o controlador da pressão de sucção

Podem-se observar variações no sinal de saída dos dois controladores de acordo com a variação do valor de referência (Figura A.19b). Primeiramente, o controlador do subsistema de pressão de

150



descarga tem seu valor alterado devido à mudança na sua condição de referência. Simultaneamente, observa-se uma mudança no sinal de saída do controlador do subsistema de pressão de sucção. Isso deve ocorrer para que o controlador rejeite a perturbação causada pela variação da pressão de descarga. Observa-se ainda que as perturbações impostas ao sistema são rapidamente rejeitadas pelo controlador Figura A.19c.

De forma semelhante, as Figura A.20a-c mostram o teste de rejeição de perturbação para o subsistema de pressão de descarga. Por fim, as Figura A.21a-c repetem a mesma análise para o subsistema de temperatura de sucção.

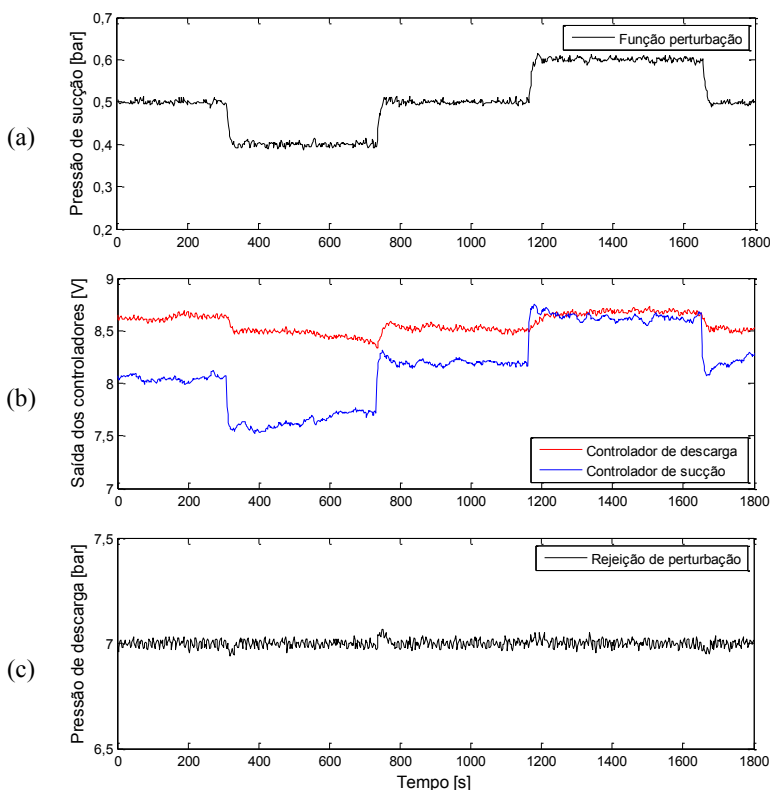


Figura A.20 – Teste de rejeição de perturbação para o controlador da pressão de descarga

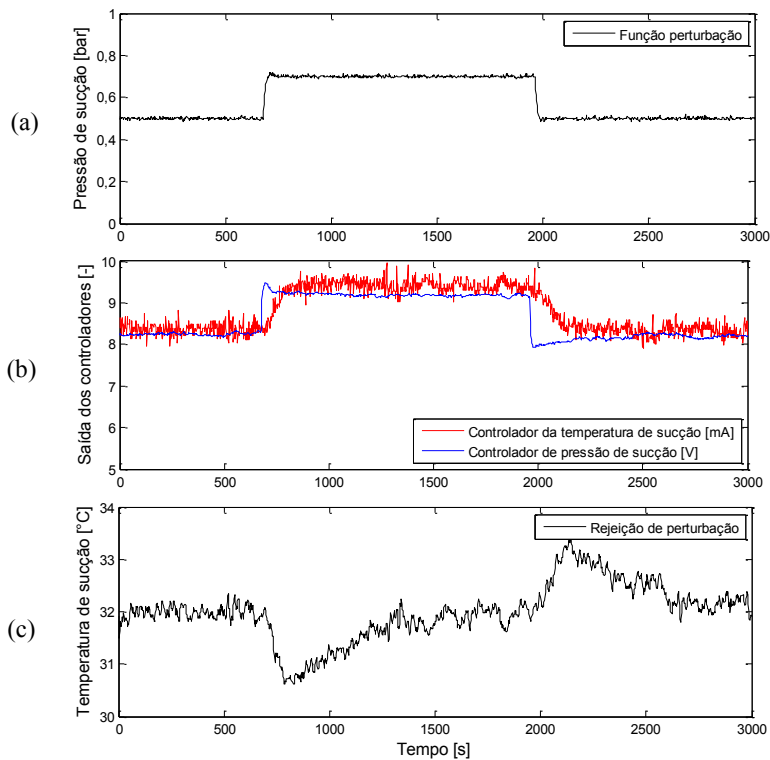


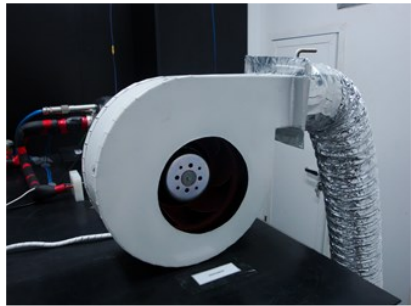
Figura A.21 – Teste de rejeição de perturbação para o controlador da temperatura de sucção

## APÊNDICE B – CONTROLE DA VELOCIDADE DO AR

Um ventilador centrífugo modelo EBM RER-190 (Figura B.a) com controle eletrônico de velocidade foi utilizado para insuflar ar paralelamente a superfície livre da bandeja. O equipamento foi montado em uma voluta e instalado na parte superior do aparato experimental (Figura B.b). Um duto flexível foi utilizado para direcionar o ar até a seção de testes.



(a)



(b)

Figura B.1 – (a) Ventilador centrífugo com controle de velocidade, (b) montagem do ventilador na bancada.

O controle eletrônico de velocidade permite o ajuste da rotação do ventilador entre 13,5 e 48,0 Hz, através de um sinal em tensão contínua de 1,5 a 10 V.

Curvas de calibração, relacionando a tensão de alimentação do controle eletrônico com a velocidade do ar foram obtidas em duas posições distintas do “*damper*” (Figura B.2). Uma curva se aplica a faixa de baixas velocidades ( $0,15 < V_{ar} < 0,60$  m/s) e a outra para a faixa de altas velocidades ( $0,80$  m/s  $< V_{ar} < 3,0$  m/s).

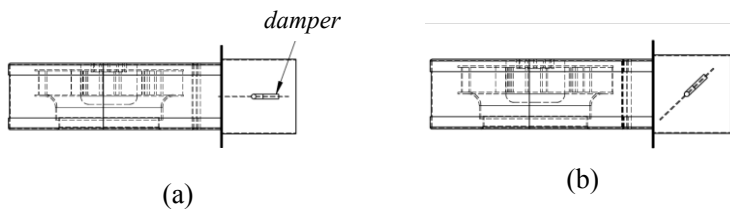


Figura B.2 – Posição do *damper*: (a) curva de alta velocidade, (b) curva de baixa velocidade

A velocidade do ar foi medida com seis anemômetros com incerteza de medição de  $\pm 5\%$ , modelo Accusense UAS1100 (para faixa de medição de  $0,15 \text{ m/s} < V_{ar} < 1,00 \text{ m/s}$ ) e UAS1200 ( para faixa de medição de  $0,50 \text{ m/s} < V_{ar} < 5,00 \text{ m/s}$ ). A Figura B.3 mostra um esquema do duto de insuflamento de ar e da distribuição dos anemômetros sobre a placa base.

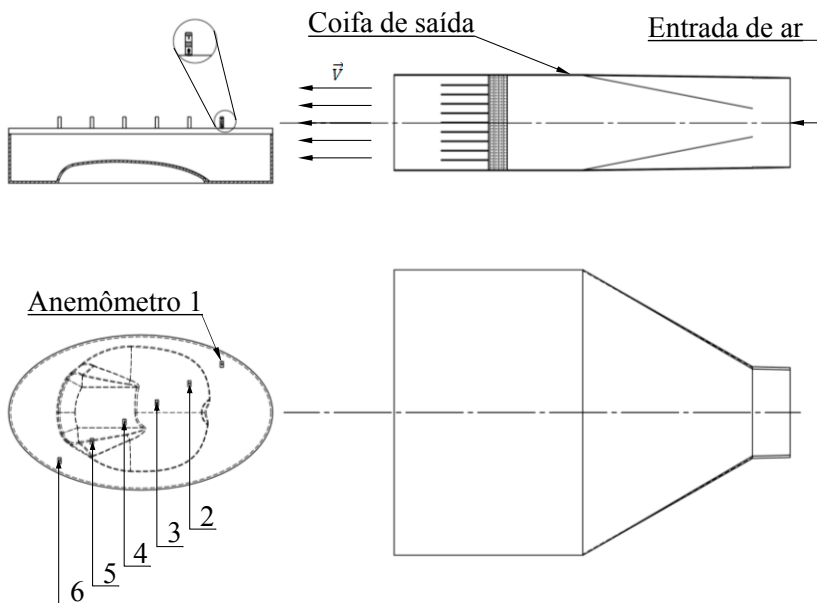


Figura B.3 – Sistema de insuflamento de ar

Para cada uma das curvas, a tensão de alimentação do controle eletrônico do ventilador foi variada e a velocidade do ar medida durante 15 minutos. A média aritmética das leituras dos seis anemômetros foi tomada como a velocidade característica do ar sobre a bandeja. Os resultados foram utilizados para correlacionar a tensão de alimentação do controle eletrônico com a velocidade do ar desejada da seguinte forma:

$$U_{vent} = a \cdot V_{ar} + b \quad (B.1)$$

onde  $U_{vent}$  [V] é a tensão de alimentação,  $V_{ar}$  [m/s] a velocidade do ar desejada,  $a = 11,01$  e  $b = 0,34$ , os coeficientes para a curva de baixa velocidade e  $a = 3,32$  e  $b = 0,65$  os coeficientes para a curva de alta velocidade.

A Figura B.4a e a Figura B.4b mostram as curvas de calibração, respectivamente para as faixas de baixa e alta velocidade.

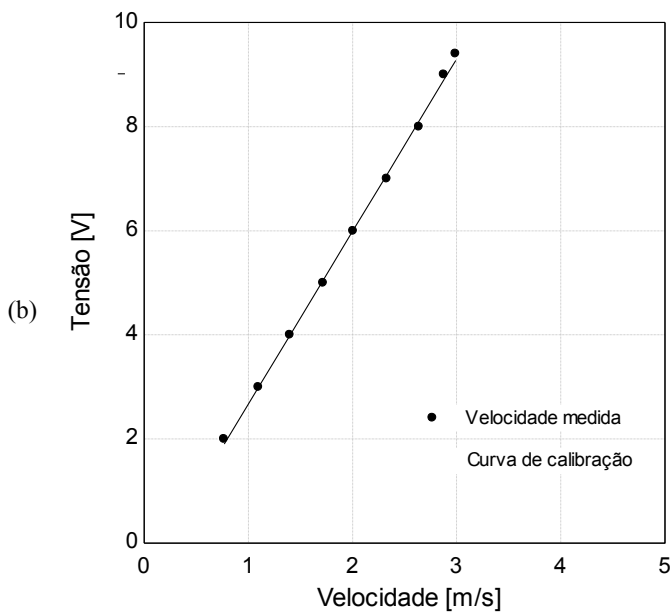
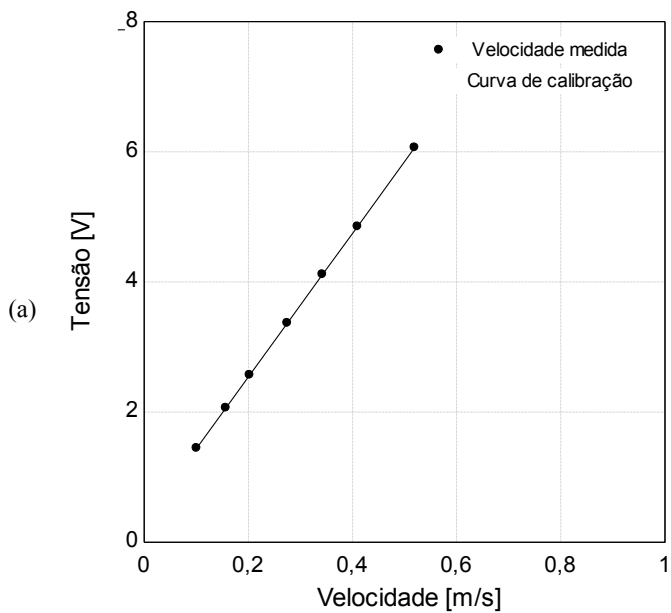


Figura B.4 – Curvas de calibração tensão-velocidade

## APÊNDICE C – MEDIÇÃO DO NÍVEL DE ÁGUA

O sensor ultrassônico de proximidade modelo Balluf M18K0-XAER-040-S92K foi utilizado para medir a variação do nível da água contida nas bandejas. Esse sensor mede a distância absoluta entre a sua interface e qualquer objeto que se encontre dentro da sua faixa de operação (Figura C.1).

Durante as medições, uma onda de alta frequência é emitida pelo sensor. Ao interceptar um objeto, a onda incidente é refletida e o eco captado pela interface. O intervalo de tempo entre a emissão da onda e a captura do eco é então processado e convertido em um sinal de saída na forma de tensão contínua (0 a 10 V) proporcional a faixa de operação calibrada.

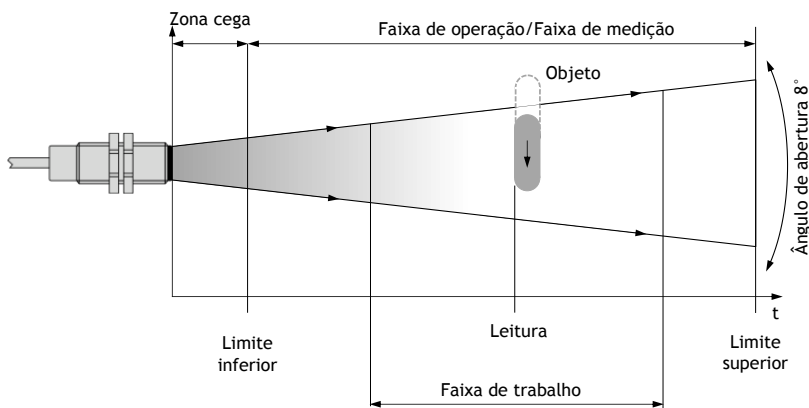


Figura C.1 – Sensor ultrassônico de proximidade

O sensor de nível utilizado nesse trabalho foi calibrado na fundação CERTI (certificado de calibração número 2966/13) através da utilização de um laser interferométrico (Figura C.2).



Figura C.2 - Calibração do sensor ultrassônico de proximidade

O sensor foi calibrado para uma faixa de medição de aproximadamente 50 a 350 mm, obtendo-se uma curva de calibração em função da tensão de saída do sensor, conforme indicado a seguir.

$$H = -29,57 \cdot V + 345,77 \quad (C.1)$$

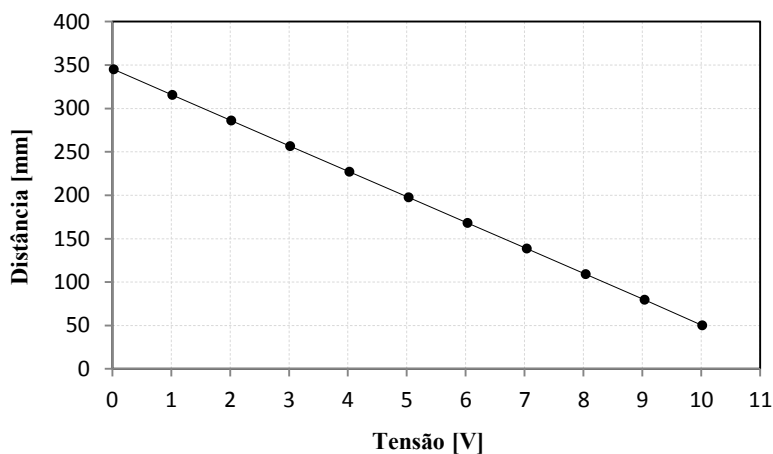


Figura C.3 – Curva de calibração do sensor ultrassônico de proximidade



Uma vez que o sensor ultrassônico de proximidade mede a distância entre a sua interface e a superfície refletora, foi necessário utilizar um procedimento de zeragem para possibilitar a medição do nível da água contida na bandeja.

A Figura C.4 mostra um esquema do procedimento de zeragem da bandeja, onde  $Z_0$  [mm] representa a distância entre a interface do sensor e o fundo da bandeja vazia.

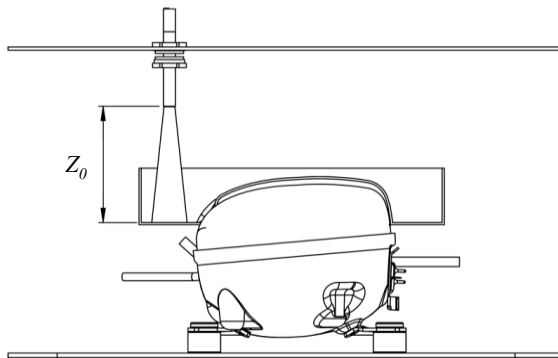


Figura C.4 – Determinação da distância inicial no processo de zeragem

Dessa forma, o nível instantâneo de água na bandeja ao longo do teste foi expresso como:

$$L_{\text{água}} = Z_0 - H(t) \quad (\text{C.2})$$

onde  $H$  [mm] é a distância entre a interface do sensor e a superfície livre da água em cada instante de tempo (Figura C.5) .

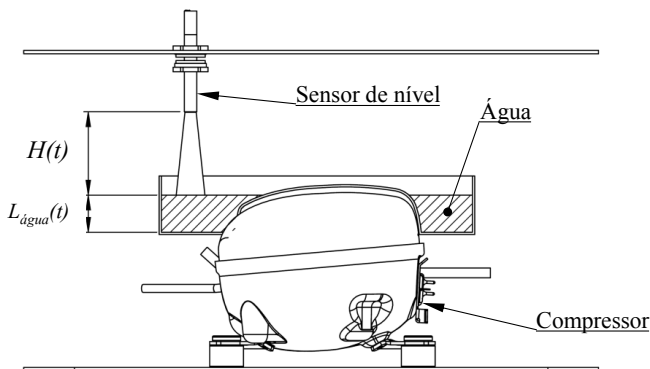


Figura C.5 – Medição do nível instantâneo de água durante os testes



## APÊNDICE D – CALIBRAÇÃO DAS BANDEJAS

A equação C.2 foi utilizada durante o processo de calibração de cada uma das bandejas utilizadas. Para tanto, uma massa de água conhecida foi sucessivamente adicionada a bandeja e o nível correspondente medido. Os resultados foram utilizados para gerar curvas de calibração para cada bandeja. A massa de água adicionada foi medida com o auxílio de uma balança de precisão modelo DG 5000 com incerteza de 0,2 g (Figura D.1).



Figura D.1 – Balança para calibração das bandejas

Antes de iniciar o processo de calibração, cada bandeja foi instalada no topo do compressor e nivelada com um nível circular. A temperatura e a umidade relativa da câmara climática foram mantidas respectivamente em 25,0°C e 85%. O efeito da evaporação da água durante o processo de calibração foi negligenciado.

Nove pontos experimentais foram utilizados para a obtenção de um polinômio de sexta ordem que relaciona a massa,  $M_{\text{água}}$  [g], com o nível instantâneo de água na bandeja,  $L_{\text{água}}$  [mm], como indicado na Equação C.1.

$$M_{\text{água}}(t) = \sum_{i=0}^6 a_i \cdot L_{\text{água}}^i(t) \quad (\text{D.1})$$

onde  $a_i$  representa os coeficientes do polinômio.

A Tabela D.1 mostra os coeficientes dos polinômios para cada uma das quatro amostras de bandejas consideradas.

Tabela D.1 - Coeficientes dos polinômios das curvas de calibração das bandejas

Coeficientes	Amostra 1	Amostra 2	Amostra 3	Amostra 4
a <sub>0</sub>	1,473 x 10 <sup>-1</sup>	-2,730 x 10 <sup>-1</sup>	1,219 x 10 <sup>0</sup>	-2,289 x 10 <sup>0</sup>
a <sub>1</sub>	5,133 x 10 <sup>0</sup>	9,518 x 10 <sup>0</sup>	3,407 x 10 <sup>1</sup>	31,014 x 10 <sup>0</sup>
a <sub>2</sub>	5,646 x 10 <sup>-1</sup>	1,262 x 10 <sup>0</sup>	-2,729 x 10 <sup>0</sup>	-7,495 x 10 <sup>-1</sup>
a <sub>3</sub>	1,006 x 10 <sup>-2</sup>	-1,018 x 10 <sup>-1</sup>	2,269 x 10 <sup>-1</sup>	7,775 x 10 <sup>-2</sup>
a <sub>4</sub>	-1,623 x 10 <sup>-3</sup>	4,040 x 10 <sup>-3</sup>	-7,720 x 10 <sup>-3</sup>	-2,771 x 10 <sup>-3</sup>
a <sub>5</sub>	4,663 x 10 <sup>-5</sup>	-6,755 x 10 <sup>-5</sup>	1,220 x 10 <sup>-4</sup>	4,313 x 10 <sup>-5</sup>
a <sub>6</sub>	-4,016 x 10 <sup>-7</sup>	3,989 x 10 <sup>-7</sup>	-7,410 x 10 <sup>-7</sup>	-2,4751 x 10 <sup>-7</sup>

Pontos de validação foram também utilizados para avaliar a faixa de confiabilidade das curvas de calibração obtidas.

Para cada um dos pontos utilizados na validação, 40 medições foram realizadas (n = 40). A tendência da indicação,  $T_d$ , foi obtida para cada ponto através da diferença entre a indicação média da amostra e o valor verdadeiro convencional (Albertazi e De Souza, 2008), como mostrado a seguir:

$$\bar{I}_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n I_i \quad (D.2)$$

$$T_d = \bar{I}_a - VVC \quad (D.3)$$

onde  $\bar{I}_a$  é indicação média da amostra e  $VVC$  é o valor verdadeiro convencional, que assumiu-se como sendo a massa total de água adicionada a bandeja, medida com o auxílio da balança de precisão.

Para cada ponto utilizado na validação, as equações utilizadas durante o cálculo da incerteza padrão da amostra ( $u$ ) e incerteza combinada ( $U$ ) são obtidas conforme proposto por Da Silva (2008).

$$u = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I}_a)^2}{n-1}} \quad (D.4)$$

$$U = k \cdot u \quad (D.5)$$

onde  $k$  é o fator de abrangência para uma faixa de confiabilidade de aproximadamente 95% para  $n-1$  graus de liberdade. Dessa forma, o  $E_{máx}$  avaliado em cada ponto pode ser expresso da seguinte maneira:

$$E_{máx} = |T_d| + U \quad (D.6)$$

Finalmente, a faixa de confiabilidade representa uma região de  $\pm E_{máx}$  em torno da indicação obtida através da curva de calibração. O maior valor de  $E_{máx}$  obtido para toda faixa de medição das quatro amostras de bandejas testadas foi de 14,0 g.

As Figuras D.2-D.5 mostram os resultados do processo de calibração e validação das bandejas. Nelas, podem ser observados os nove pontos utilizados na derivação dos coeficientes do polinômio da curva de calibração, o resultado do ajuste polinomial obtido, os pontos utilizados durante o processo de validação bem como a faixa de confiabilidade dos resultados.

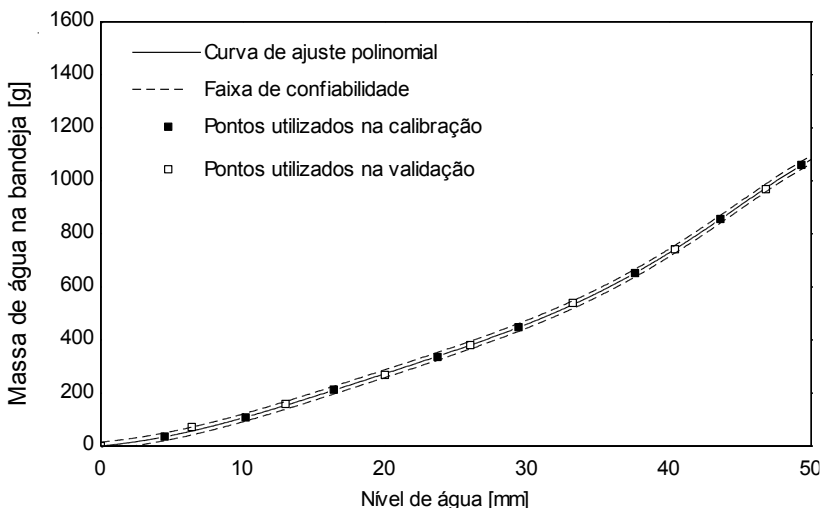


Figura D.2 – Curva de calibração para amostra 1 ( $F_c = 0,84$  – convencional)

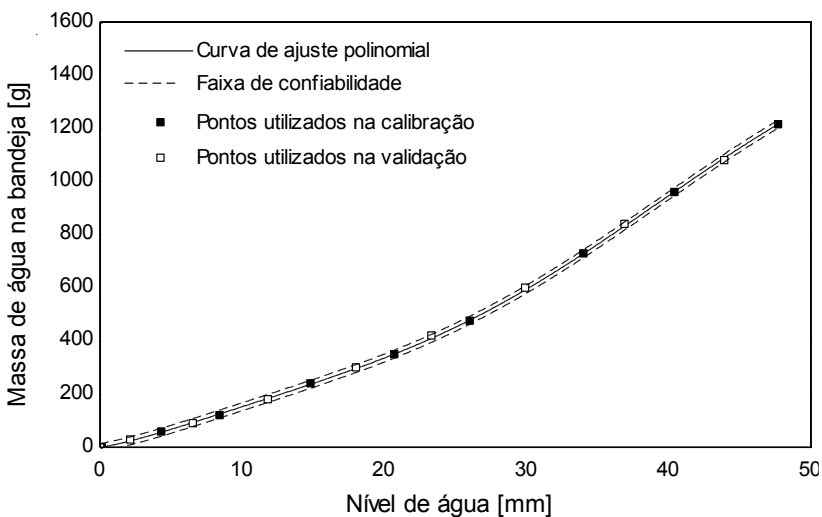


Figura D.3 - Curva de calibração para amostra 2 ( $F_c = 0,84$  – membrana)

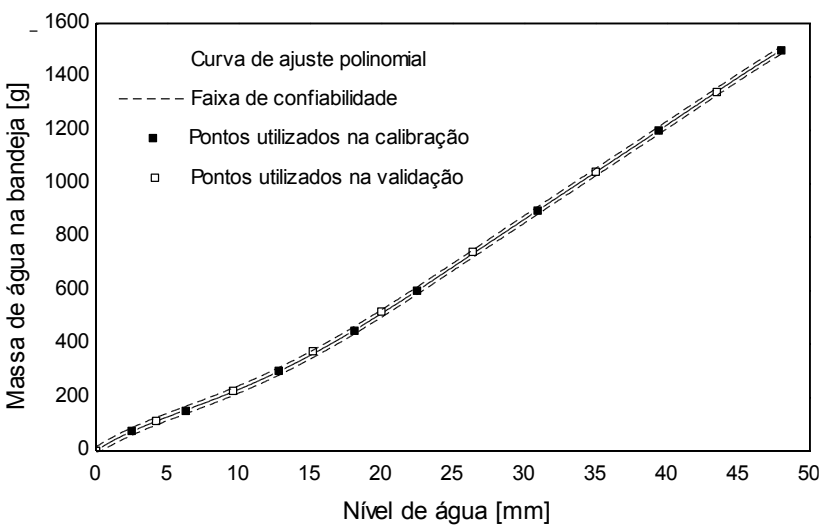


Figura D.4 – Curva de calibração para amostra 3 ( $F_c = 0,53$  – convencional)

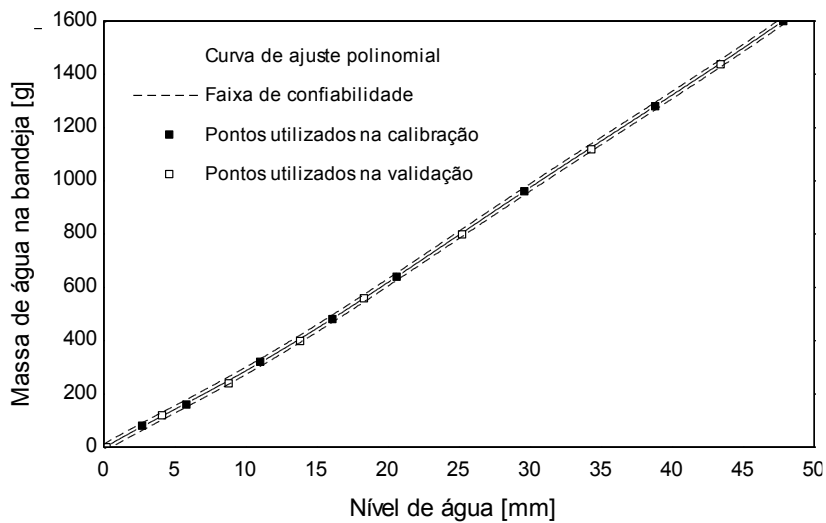


Figura D.5 – Curva de calibração para amostra 4 ( $F_c = 0,53$  – membrana)





## APÊNDICE E – TAXA DE VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA

---

Uma expressão para a taxa de variação da temperatura da água na bandeja (Equação 4.2) pode ser obtida através da aplicação das equações de conservação aos volumes de controle interfacial e do líquido, como mostra a Figura E.1.

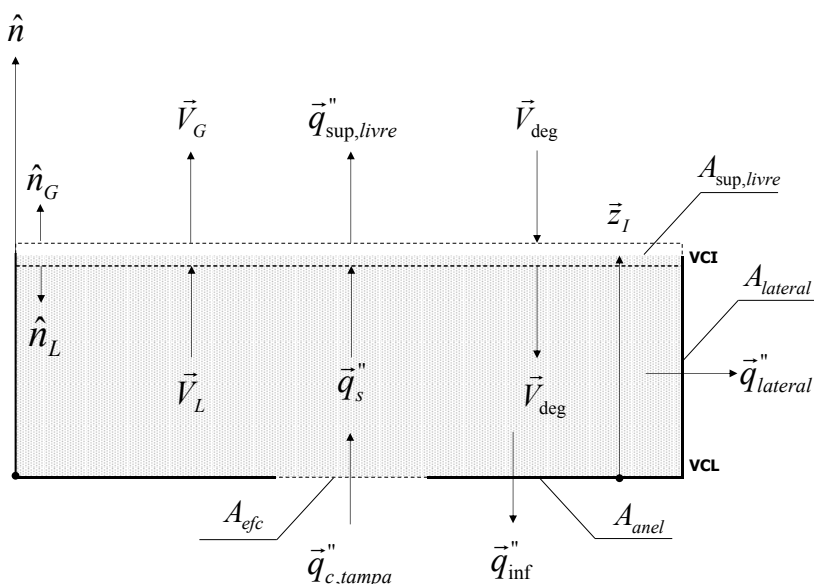


Figura E.1 – Volume de controle interfacial e volume de controle da água na bandeja.

Maiores detalhes a respeito da estratégia adotada para a obtenção da Equação (4.2) serão apresentados a seguir.

## A.1 BALANÇO DE MASSA PARA O VOLUME DE CONTROLE INTERFACIAL

Através da aplicação de um balanço de massa de água através da interface entre os meios líquido (L) e gasoso (G), pode-se mostrar que:

$$\begin{aligned} \rho_L \cdot \left( \vec{V}_L - \frac{d\vec{z}_I}{dt} \right) \cdot \hat{n}_L + \rho_{\text{deg}} \cdot \left( \vec{V}_{\text{deg}} - \frac{d\vec{z}_I}{dt} \right) \cdot \hat{n}_L + \\ \rho_{\text{deg}} \cdot \left( \vec{V}_{\text{deg}} - \frac{d\vec{z}_I}{dt} \right) \cdot \hat{n}_G + \rho_G \cdot \left( \vec{V}_G - \frac{d\vec{z}_I}{dt} \right) \cdot \hat{n}_G = 0 \end{aligned} \quad (\text{E.1})$$

onde  $\hat{n}_k$  representa o vetor unitário que aponta para fora do volume de controle interfacial no meio k (k = L,G),  $\rho_k$  [kg/m<sup>3</sup>] a densidade da água no meio k e  $\rho_{\text{deg}}$  [kg/m<sup>3</sup>] a densidade da água de degelo que atravessa a interface. Ainda,  $\vec{z}_I$  representa o vetor posição da interface entre os meios, definido em relação a um referencial inercial, cuja derivada no tempo representa a taxa com que a interface se desloca em relação a este referencial (Barbosa, 2010).

Dessa forma, chamando a taxa de variação da posição da interface de  $\vec{V}_I$ , sabendo que a velocidade do líquido no meio é nula ( $\vec{V}_L = 0$ ), e tomando como positivo o sentido que aponta para fora do meio líquido tal que  $\hat{n}_L = -\hat{n}$  e  $\hat{n}_G = \hat{n}$ , pode-se mostrar que:

$$\begin{aligned} -\rho_L \cdot (-\vec{V}_I) \cdot \hat{n} - \rho_{\text{deg}} \cdot (\vec{V}_{\text{deg}} - \vec{V}_I) \cdot \hat{n} + \\ \rho_{\text{deg}} \cdot (\vec{V}_{\text{deg}} - \vec{V}_I) \cdot \hat{n} + \rho_G \cdot (\vec{V}_G - \vec{V}_I) \cdot \hat{n} = 0 \end{aligned} \quad (\text{E.2})$$

Como o fluxo de degelo apenas atravessa a interface em direção ao volume do líquido, observa-se que esse termo pode ser eliminado do balanço de massa interfacial, sendo assim a Equação (E.2) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$+\rho_L \cdot \vec{V}_I \cdot \hat{n} + \rho_G \cdot (\vec{V}_G - \vec{V}_I) \cdot \hat{n} = 0 \quad (\text{E.3})$$

Pode-se ainda definir o vetor fluxo de massa total relativo a interface em ambos os meios,  $\vec{m}_I''$ , como sendo:

$$\vec{m}_I'' = +\rho_L \cdot \vec{V}_I \cdot \hat{n} + \rho_G \cdot (\vec{V}_G - \vec{V}_I) \cdot \hat{n} \quad (\text{E.4})$$

Agora, efetuando-se o produto escalar dos vetores velocidade com o vetor unitário  $\hat{n}$  e multiplicando-se o resultado pela área da superfície livre da água, pode-se mostrar que a vazão mássica de água que deixa o volume de controle interfacial (taxa de evaporação de água) pode ser expressa como:

$$\dot{m}_{\text{evap}} = -\rho_L \cdot V_I \cdot A_{\text{suplivre}} = \rho_G \cdot (V_G - V_I) \cdot A_{\text{suplivre}} \quad (\text{E.5})$$

A Equação (E.5) representa o princípio da conservação da massa de água aplicada ao volume de controle interfacial.

## A.2 BALANÇO DE ENERGIA PARA O VOLUME DE CONTROLE INTERFACIAL

Uma análise semelhante pode ser realizada para a equação de conservação da energia aplicada ao volume de controle interfacial, como mostra a Equação (E.6).

$$\begin{aligned} \rho_L \cdot \left( \vec{V}_L - \frac{d\vec{z}}{dt} \right) \cdot h_L \cdot \hat{n}_L + \rho_{\text{deg}} \cdot \left( \vec{V}_{\text{deg}} - \frac{d\vec{z}}{dt} \right) \cdot h_{\text{deg}} \cdot \hat{n}_L + \vec{q}_s'' \cdot \hat{n}_L + \\ \rho_{\text{deg}} \cdot \left( \vec{V}_{\text{deg}} - \frac{d\vec{z}}{dt} \right) \cdot h_{\text{deg}} \cdot \hat{n}_G + \rho_G \cdot \left( \vec{V}_G - \frac{d\vec{z}}{dt} \right) \cdot h_G \cdot \hat{n}_G + \vec{q}_{\text{suplivre}}'' \cdot \hat{n}_G = 0 \end{aligned} \quad (\text{E.6})$$

onde  $h_L$  [J/kg] e  $h_G$  [J/kg] representam respectivamente as entalpias da água nos meios líquido e gasoso,  $\vec{q}_s''$  o fluxo de calor sensível que chega ao volume de controle interfacial e  $\vec{q}_{\text{suplivre}}''$  o fluxo de calor sensível entre a água e o ambiente. Como já explicado anteriormente, visto que o fluxo de água de degelo apenas atravessa a interface, o mesmo pode ser omitido no balanço de energia interfacial.

Novamente, chamando a taxa de variação da posição da interface de  $\vec{V}_I$ , sabendo que a velocidade do líquido no meio é nula ( $\vec{V}_L = 0$ ), tomando como positivo o sentido que aponta para fora do meio líquido tal que  $\hat{n}_L = -\hat{n}$  e  $\hat{n}_G = \hat{n}$ , e realizando o produto escalar dos vetores

velocidade e dos vetores fluxos de calor com o vetor unitário  $\hat{n}$ , pode-se mostrar que:

$$\rho_L \cdot V_I \cdot h_L - q_s'' + \rho_G \cdot (V_v - V_I) \cdot h_G + q_{\text{sup}livre}'' = 0 \quad (\text{E.7})$$

Finalmente, multiplicando-se a Equação (E.7) pela área da superfície livre da água e utilizando a definição de vazão mássica interfacial (Equação E.5), tem-se:

$$\dot{m}_{\text{evap}} \cdot h_{lv} + \dot{Q}_{\text{sup}livre} = \dot{Q}_s \quad (\text{E.8})$$

onde termo  $h_{lv}$  [J/kg] representa a entalpia latente de vaporização.

A Equação (E.8) representa o princípio da conservação da energia aplicado ao volume interfacial.

### A.3 BALANÇO DE MASSA PARA O VOLUME DE CONTROLE DO LÍQUIDO

A equação de conservação da massa aplicada ao volume de controle do líquido pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{dM_L}{dt} = (\dot{m}_{\text{deg}} - \dot{m}_{\text{evap}}) \quad (\text{E.9})$$

onde  $M_L$  [kg] é a massa total de água na bandeja,  $\dot{m}_{\text{deg}}$  [kg/s] a vazão mássica de degelo e  $\dot{m}_{\text{evap}}$  [kg/s] a taxa de evaporação de água.

### A.4 BALANÇO DE ENERGIA PARA O VOLUME DE CONTROLE DO LÍQUIDO

De forma semelhante ao apresentado anteriormente, a equação de conservação da energia, quando aplicada ao volume de controle do líquido, pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\frac{d}{dt}(M_L \cdot u_L) = \dot{Q}_{c,tampa} - \dot{Q}_{inf} - \dot{Q}_{lateral} - \dot{Q}_s - \dot{m}_{evap} \cdot h_L + \dot{m}_{deg} \cdot h_{deg} \quad (E.10)$$

onde  $u_L$  [J/kg] é a energia interna específica da água na bandeja,  $\dot{Q}_{c,tampa}$  [W] representa a taxa de transferência de calor através da área efetiva de contato,  $A_{efc}$  [m<sup>2</sup>], entre o compressor e a bandeja,  $\dot{Q}_{inf}$  [W] a taxa de transferência de calor sensível entre a água e o ambiente, que ocorre através da área do anel inferior,  $A_{anel}$  [m<sup>2</sup>],  $\dot{Q}_{lateral}$  [W] a taxa de transferência de calor sensível entre a água na bandeja e o ar ambiente, que ocorre através da parede lateral da bandeja,  $A_{lateral}$  [m<sup>2</sup>],  $\dot{Q}_s$  [W] a taxa de transferência de calor sensível do volume de controle da água para a interface (Equação E.8)

Ainda, é importante notar que a taxa advectiva de energia que chega ao volume de controle interfacial,  $-\rho_L \cdot V_L \cdot A_{sup,livre} \cdot h_L$ , é a mesma que deixa o volume de controle do líquido ( $-\dot{m}_{evap} \cdot h_L$ ). Por esse motivo, esse termo aparece do lado direito da Equação E.10.

Substituindo  $\dot{Q}_s$  (Equação E.8) na (Equação E.10) pode-se mostrar que:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(M_L \cdot u_L) = & \dot{Q}_{c,tampa} - \dot{Q}_{inf} - \dot{Q}_{lateral} - (\dot{m}_{evap} \cdot h_{lv} + \dot{Q}_{sup,livre}) \\ & - \dot{m}_{evap} \cdot h_L + \dot{m}_{deg} \cdot h_{deg} \end{aligned} \quad (E.11)$$

Rearranjando a equação anterior e chamando  $\dot{Q}_{amb} = \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{lateral} + \dot{Q}_{sup,livre}$ , tem-se:

$$\frac{d}{dt}(M_L \cdot u_L) = \dot{Q}_{c,tampa} - \dot{Q}_{amb} - \dot{m}_{evap} \cdot h_v + \dot{m}_{deg} \cdot h_{deg} \quad (E.12)$$

Agora, expandindo o lado esquerdo da Equação (E.12), pode-se mostrar que:

$$\frac{d}{dt}(M_L \cdot u_L) = M_L \cdot \frac{du_L}{dt} + u_L \cdot \frac{dM_L}{dt} \quad (E.13)$$

Ainda, aplicando a regra da cadeia, a definição de calor específico a volume constante e a equação de conservação da massa ao volume de controle do líquido, pode-se mostrar que a Equação (E.13) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{d}{dt}(M_L \cdot u_L) = M_L \cdot c_{v,L} \cdot \frac{dT_L}{dt} + u_L \cdot (\dot{m}_{\text{deg}} - \dot{m}_{\text{evap}}) \quad (\text{E.14})$$

Agora, igualando as Equações (E.14) e (E.12):

$$\begin{aligned} M_L \cdot c_{v,L} \cdot \frac{dT_L}{dt} + u_L \cdot (\dot{m}_{\text{deg}} - \dot{m}_{\text{evap}}) &= \dot{Q}_{c,tampa} - \dot{Q}_{amb} \\ &- \dot{m}_{\text{evap}} \cdot h_v + \dot{m}_{\text{deg}} \cdot h_{\text{deg}} \end{aligned} \quad (\text{E.15})$$

Finalmente, a taxa de variação da temperatura da água na bandeja (Equação 4.2 – seção 4.2) pode ser expressa como mostrado a seguir.

$$\frac{dT_L}{dt} = \frac{\dot{Q}_{c,tampa} - \dot{Q}_{amb} + \dot{m}_{\text{deg}} \cdot (h_{\text{deg}} - u_L) + \dot{m}_{\text{evap}} \cdot (u_L - h_v)}{M_L \cdot c_{v,L}} \quad (\text{E.16})$$

## APÊNDICE F - RAZÃO ENTRE ÁREAS

Devido à geometria das bandejas, as áreas de transferência de calor e massa não permanecem constantes durante o processo de evaporação.

A área nominal da superfície livre da água,  $A_{sup,livre}^0$  [m<sup>2</sup>], (Figura 3.12 – seção 3.5) representa a máxima área disponível para transferência de massa. À medida que o nível dentro da bandeja diminui, essa área é reduzida, como mostra a Figura F.1a.

De forma semelhante, a área nominal de transferência de calor entre o compressor e água,  $A_{efc}^0$  [m<sup>2</sup>], (Figura 3.14a – seção 3.5), também é reduzida à medida que a água evapora, como mostra a Figura F.1b.

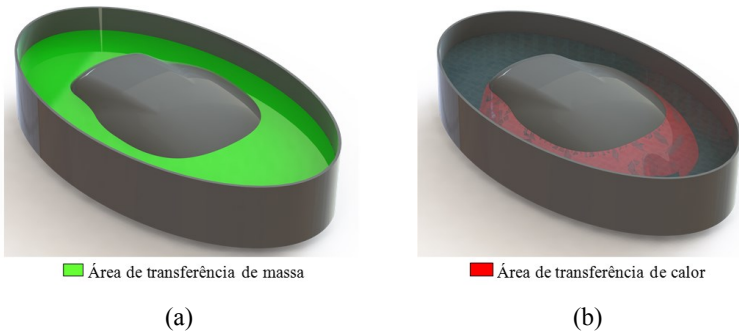


Figura F.1 – Variação das áreas em função do nível da água: (a) área da superfície livre da água, (b) área de transferência de calor na interface

Para contornar esse problema, a razão entre a área instantânea e a área nominal foi obtida tanto para a região da interface quanto para a superfície livre da água. O termo  $r_{sl}$  [-] representa a razão entre as áreas instantânea e nominal da superfície livre da água, como mostra a equação (F.1).

$$r_{sl} = \frac{A_{sup,livre}}{A_{sup,livre}^0} \quad (F.1)$$

De forma semelhante, o termo  $r_{efc}$  [-] representa a razão entre as áreas instantânea e nominal de transferência de calor na interface, como mostra a equação (F.2):

$$r_{efc} = \frac{A_{efc}}{A_{efc}^o} \quad (F.2)$$

Como a obtenção dessas áreas através dos modelos físicos é complexa devido à geometria das bandejas, modelos computacionais foram utilizados para essa atividade. Para tanto, o volume interno da bandeja foi discretizado no eixo vertical. Um corpo sólido foi construído para cada incremento de nível e as áreas de transferência de calor e massa foram medidas.

A Figura F.2a mostra o processo de medição da área instantânea de transferência de calor e massa da superfície livre da água em um determinado nível. De forma semelhante, a Figura F.2b ilustra o mesmo procedimento, mas para a medição da área instantânea de transferência de calor na interface.

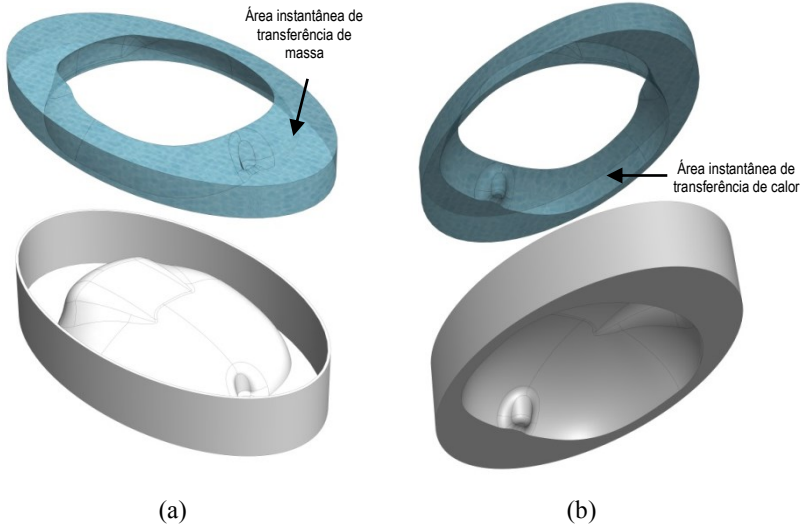


Figura F.2 – Medição das áreas instantâneas: (a) transferência de calor e massa na superfície livre da água, (b) transferência de calor na interface

No total, foram utilizados nove pontos para o ajuste polinomial das curvas de  $r_{sl}$  [-] e  $r_{efc}$  [-] em função da massa total de água na bandeja (em gramas), como mostram as equações (F.3) e (F.4).



$$r_{sl} = a_o + a_1 \cdot M_{\acute{a}gua} + a_2 \cdot M_{\acute{a}gua}^2 \quad (F.3)$$

$$r_{efc} = b_o + b_1 \cdot M_{\acute{a}gua} + b_2 \cdot M_{\acute{a}gua}^2 \quad (F.4)$$

A Tabela F.1 apresenta os coeficientes do polinômio da equação (F.3), para o cálculo da fração de área da superfície livre da água.

Tabela F.1 – Coeficientes do polinômio para a fração de área da superfície livre da água

<i>Fator de cobertura</i>	$a_0$	$a_1$	$a_2$
0,84	0,35	$5,0 \times 10^{-4}$	$3 \times 10^{-7}$
0,53	0,46	$9,0 \times 10^{-4}$	$4 \times 10^{-8}$

De forma semelhante, a Tabela F.2 mostra os coeficientes do polinômio da equação (F.4) que representa a fração de área de transferência de calor da interface em função da massa total de água na bandeja (em gramas).

Tabela F.2 – Coeficientes do polinômio para a fração de área de transferência de calor na interface

<i>Fator de cobertura</i>	$b_0$	$b_1$	$b_2$
0,84	0,0	$1,6 \times 10^{-3}$	$-5,0 \times 10^{-7}$
0,53	0,0	$1,7 \times 10^{-3}$	$-1,0 \times 10^{-8}$

A Figura F.3a apresenta a variação de  $r_{sl}$  [-] para a bandeja com fator de cobertura  $F_c = 0,84$  enquanto a Figura F.3b apresenta a mesma análise para a bandeja com fator de cobertura  $F_c = 0,53$ .

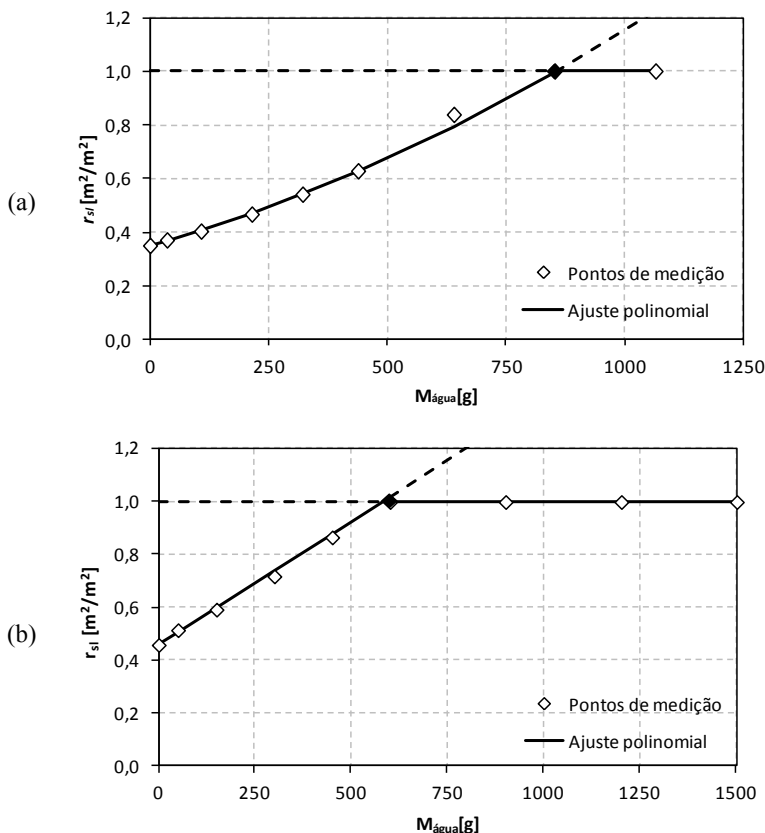


Figura F.3 – Variação do termo  $r_{sl}$  para área instantânea de transferência de calor e massa da superfície livre da água: (a) bandeja grande, (b) bandeja pequena

Observa-se que para a bandeja grande ( $F_c = 0,84$ ), a massa necessária pra cobrir completamente o volume da interface é de aproximadamente 852,0 g. Para a bandeja pequena, o volume ocupado pela região da interface é menor. Consequentemente, apenas 600,0 g são necessários para cobrir completamente a interface. Quando a região da interface está completamente coberta, a área instantânea é igual a área nominal e o coeficiente de fração de área é igual a um.

Ainda, à medida que o nível de água na bandeja diminui, a área de transferência de calor e massa da superfície livre da bandeja se aproxima da área do anel inferior (Figura 3.14b – seção 3.5).

De forma semelhante, Figura F.4a mostra a variação da fração da área nominal de transferência de calor na interface para a bandeja com fator de cobertura  $F_c = 0,84$  enquanto a Figura F.4b apresenta um resultado semelhante para a bandeja com  $F_c = 0,53$ .

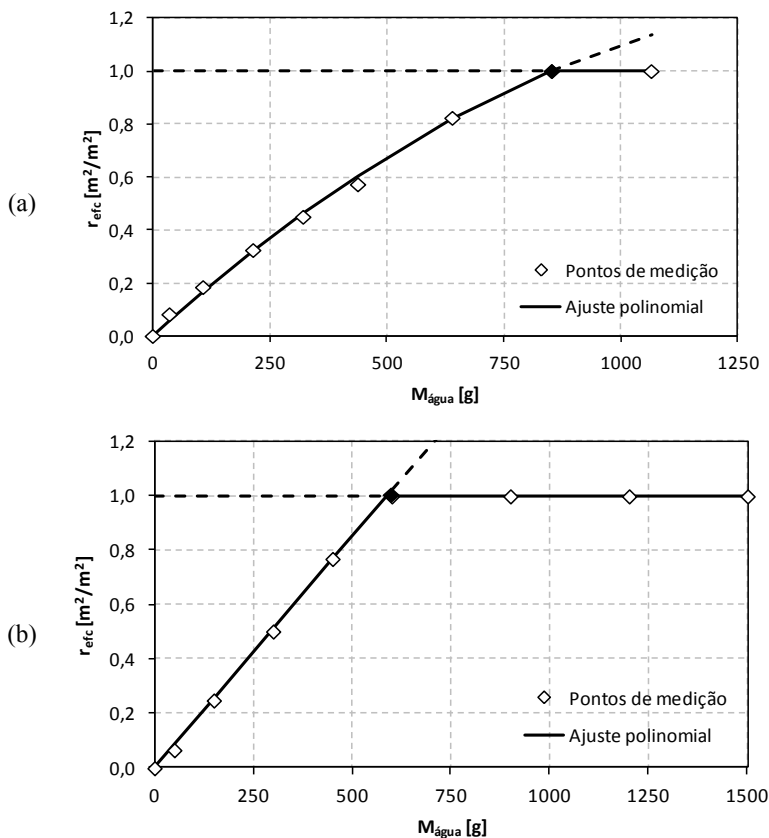


Figura F.4 – Variação do termo  $r_{efc}$  para área instantânea de transferência de calor na interface: (a) bandeja grande, (b) bandeja pequena

Observa-se que quanto maior o fator de cobertura, maior é o nível de água necessário para cobrir por completo a região da interface.

Vale ressaltar que, para a área de transferência de calor na interface, o valor do termo  $r_{efc}$  tende a zero à medida que a massa de água na bandeja evapora.